

VŠB – Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

# **Návrh a realizace zařízení pro demonstraci uzavřeného hydrostatického okruhu**

Design and Implementation of Device for  
Demonstration of Closed Hydrostatic Circuit

Student:	Bc. Vojtěch Duda
Vedoucí diplomové práce:	Ing. Erik Stonawski, Ph.D.

Ostrava 2018

VŠB - Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

## Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Vojtěch Duda**

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor: 2302T043 Hydraulika a pneumatika

Téma: Návrh a realizace zařízení pro demonstraci uzavřeného hydrostatického okruhu  
Design and Implementation of Device for Demonstration of Closed Hydrostatic Circuit

Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

1. Zpracujte rešerši na téma uzavřených hydrostatických obvodů.
2. Proved'te návrh uzavřeného hydrostatického obvodu pro simulaci pojezdu mobilního stroje včetně potřebných výpočtů.
3. Specifikujte jednotlivé komponenty obvodu a zpracujte hydraulické schéma.
4. Navrhněte způsob plynulého zatěžování hydromotoru jako simulaci zátěže.
5. Uveďte zařízení do provozu včetně ověření funkceschopnosti měřením výstupních parametrů.

Seznam doporučené odborné literatury:

KUČÍK, P.; STRÁŽOVEC, I.; KRIŠŠÁK, P. *Hydraulický prenos energie: mobilné pracovné stroje*. 1. vyd. Žilina: Žilinská univerzita/EDIS, 2000. 384 s. ISBN 80-7100-725-0.

KOPÁČEK, J.; PAVLOK, B. *Tekutínové mechanizmy*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2005. 151 s. ISBN 80-248-0856-0.

LIFT, H.; HANSEL, M. *Hydrauliksysteme in der Bau und Kommunaltechnik*. 1. vyd. 1991. 354 s. ISBN 3-8023-0445-4.

NOSKIEVIČ, J. *Dynamika tekutinových mechanismů*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 1995. 166 s., 1. vyd. ISBN 80-7078-297-8.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Erik Stonawski, Ph.D.**

Datum zadání: 08.12.2017

Datum odevzdání: 21.05.2018

---

doc. Dr. Ing. Lumír Hružík  
vedoucí katedry



---

doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V práci jsem použil interní údaje o technických parametrech prvků, funkční schémata hydraulických obvodů i prvků, které jsem získal od firmy Bosch Rexroth, spol. s r.o. Firma s jejich zveřejněním souhlasí.

V Ostravě dne 21. května 2018



Podpis studenta

Prohlašuji, že:

- jsem si vědom, že na tuto moji závěrečnou diplomovou práci se vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. Zákon o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (dále jen Autorský zákon), zejména § 35 (Užití díla v rámci občanských či náboženských obřadů, nebo v rámci úředních akcí pořádaných orgány veřejné správy, v rámci školních představení a užití díla školního) a § 60 (Školní dílo),
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo užít tuto závěrečnou diplomovou práci nekomerčně ke své vnitřní potřebě (§ 35 odst. 3 Autorského zákona),
- bude-li požadováno, jeden výtisk této diplomové práce bude uložen u vedoucího práce,
- s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 Autorského zákona,
- užít toto své dílo, nebo poskytnout licenci k jejímu využití, mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše),
- beru na vědomí, že – podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů – že tato diplomová práce bude před obhajobou zveřejněna na pracovišti vedoucího práce, a v elektronické podobě uložena a po obhajobě zveřejněna v Ústřední knihovně VŠB-TUO, a to bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 21. května 2018



Podpis autora práce

Jméno a příjmení autora práce:

Vojtěch Duda

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Kostelní 23/3051, 747 21 Kravaře

## **Poděkování**

*„Tímto bych rád poděkoval Ing. Erikovi Stonawskému Ph. D. za odborné rady, cenné informace a flexibilní přístup při zpracování diplomové práce.*

*Dále bych rád poděkoval společnosti Bosch Rexroth spol. s.r.o., za možnost zrealizování tohoto projektu.“*

## ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

DUDA, V. *Návrh a realizace zařízení pro demonstraci uzavřeného hydrostatického okruhu: diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení, 2018, 62 stran. Vedoucí práce: Stonawski E.

Diplomová práce se zabývá návrhem a realizací zařízení pro simulaci uzavřeného hydrostatického okruhu pojezdu mobilního stroje. Toto zařízení bude sloužit pro demonstrační účely školicího střediska společnosti Bosch Rexroth, spol s.r.o. Úvod je věnován rešerši o uzavřených hydrostatických okruzích mobilních strojů. Na základě výpočtů je navržen kompletní hydraulický obvod, včetně specifikace všech prvků. Následující část práce je návrh plynulého zatěžování hydromotoru pomocí kotoučové brzdy. Po sestavení obvodu bylo provedeno ověření funkčnosti a měření výstupních parametrů.

## ANNOTATION OF MASTER THESIS

DUDA, V. *Design and Implementation of Device for Demonstration of Closed Hydrostatic Circuit: Master Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical university of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Hydromechanics and Hydraulics Equipment, 2018, 62 p. Thesis head: Stonawski E.

This master thesis deals with the design and realization of the device for demonstration of the closed hydrostatic circuit of the mobile work machine. This device will be used for demonstration purposes by the Bosch Rexroth spol s.r.o. training center. In the first part is described a research for closed hydrostatic circuits of mobile machines. According to the calculations, a complete hydraulic circuit is designed, including full specifications of all elements. The next part of the thesis is the design of the continuous loading of the rotational hydraulic motor by means of disc brake. After assembling, the functionality of the circuit was tested and the output parameters were measured.

## Obsah

Seznam použitých zkratk	10
Úvod	11
1 Hydrostatický převod	12
1.1 Základní rozdělení a parametry hydrostatického převodu	12
1.2 Hydrostatický převod	14
1.3 Uzavřené hydrostatické obvody pro pojezd mobilních strojů	15
1.3.1 Hydrostatický pohon pro výkony $P = 10 \div 60 \text{ kW}$	17
1.3.2 Hydrostatický pohon pro výkony $P = 50 \div 85 \text{ kW}$	17
1.3.3 Hydrostatický pohon pro výkony $P = 50 \div 100 \text{ kW}$	18
1.3.4 Hydrostatický pohon pro výkony $P = 60 \div 250 \text{ kW}$	19
1.4 Příklady pohonů pojezdu mobilních strojů	19
1.4.1 Jednonápravový pohon pojezdu s mechanickým převodem	19
1.4.2 Přímý jednonápravový pohon pojezdu (bez mechanického převodu)	20
1.4.3 Hydrostatický pohon pro smykem řízené nakladače	21
2 Návrh uzavřeného hydrostatického obvodu pro simulaci pojezdu mobilního stroje včetně potřebných výpočtů	23
2.1 Volba prvků uzavřeného obvodu	23
2.2 Dosažitelné parametry převodníků	23
2.3 Návrh hydraulického potrubí uzavřeného okruhu	25
2.4 Návrh obvodu - simulace zatížení	25
2.5 Návrh velikosti nádrže	27
2.6 Kontrolní výpočet oteplení obvodu	28
2.7 Volba hydraulické kapaliny	29
3 Specifikace jednotlivých komponent obvodu – hydraulické schéma	30
3.1 Axiální pístový hydrogenerátor Bosch Rexroth, typ A10 VG	30
3.2 Axiální pístový hydromotor Bosch Rexroth typ A6VM	32
3.3 Neregulační zubový hydrogenerátor Caproni 10C4.2X053G	34
3.4 Proporcionální třicestný redukční ventil Bosch Rexroth, typ: 3DREP	35



3.5	Elektromotor hlavního hydrogenerátoru .....	35
3.6	Elektromotor pomocného hydrogenerátoru .....	35
3.7	Zpětný filtr .....	35
3.8	Hydraulické schéma .....	35
4	Návrh plynulého zatěžování hydromotoru (simulace zátěže) .....	36
4.1	Kotoučová brzda .....	37
4.2	Výpočet třecího momentu kotoučové brzdy: .....	38
4.3	Volba kotoučové brzdy .....	39
5	Uvedení zařízení do provozu, ověření funkceschopnosti měřením výstupních parametrů .....	40
5.1	Uvedení zařízení do provozu .....	40
5.2	Požadavky pro elektro-ovládání .....	40
5.3	Specifikace měřicích míst .....	41
5.4	Specifikace měřicího přístroje Hydrotechnik MS 5060 + .....	42
5.5	Specifikace použitých snímačů .....	43
6	Kontrolní měření obvodu .....	44
6.1	Spuštění hydrogenerátoru .....	44
6.2	Připojení hydromotoru .....	44
6.3	Změna otáček hydromotoru .....	46
6.4	Reverzace otáček hydromotoru .....	47
6.5	Dosažení maximálních otáček hydromotoru .....	48
6.6	Fáze hydromotoru $V_{gMmax} / V_{gMmin}$ .....	51
6.7	Fáze hydromotoru $V_{gMmin} / V_{gMmax}$ .....	52
6.8	Simulace zatížení brzděním – hydromotor nastaven na $V_{gMmax}$ .....	53
6.9	Simulace zatížení brzděním – hydromotor nastaven na $V_{gMmin}$ .....	57
	Závěr .....	61
	Seznam použité literatury .....	62
	Seznam příloh .....	62

### Seznam použitých zkratk

Značka	Název	Rozměr
c	měrná tepelná kapacita	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$
D, d	průměr	[m]
$\mu$	koeficient tření	[-]
I	elektrický proud	[A]
J	moment setrvačnosti	$[\text{kg} \cdot \text{m}^2]$
k	součinitel přestupu tepla	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$
m	hmotnost	[kg]
M	moment	$[\text{N} \cdot \text{m}]$
N	normálová síla	[N]
n	otáčky	$[\text{s}^{-1}]$
$\eta$	účinnost	[-]
p	tlak	[Pa]
P	výkon	[kW]
$Q_v$	objemový průtok	$[\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$
r	poloměr	[m]
S	plocha	$[\text{m}^2]$
s	šířka	[m]
t, $\tau$	čas	[s]
T	třecí síla	[N]
$T_C$	teplota	$[\text{°C}]$
$T_K$	časová konstanta	[s]
U	elektrické napětí	[V]
V	objem	$[\text{m}^3]$
v	rychlost	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$
$V_g$	geometrický objem	$[\text{m}^3]$
$\Delta p$	tlakový spád	[Pa]
$\pi$	Ludolfovo číslo ( $\pi = 3,14159$ )	[-]
$\rho$	hustota	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$

## Úvod

Hydraulické systémy jsou v oblasti mobilní techniky dnešní doby nenahraditelné. Jejich výhoda je v jednoduchém přenosu energie tuhým, nebo pružným vedením. Tyto hydraulické systémy se vyznačují vysokou výkonovou hustotou.

Předmětem diplomové práce je návrh a realizace zařízení pro demonstrační ukázkou funkce a řízení uzavřeného hydrostatického okruhu pojezdu mobilního stroje. Zařízení bude sloužit pro školicí středisko společnosti Bosch Rexroth, spol. s r.o. Je nutné, aby hydraulické zařízení bylo ucelené a nepřiliš rozměrné, aby šlo jednoduše přemístit např. paletovým vozíkem.

Uzavřený hydrostatický okruh je ve většině případů použit jako pohon pojezdu mobilních pracovních strojů. Je jednoduchý, vhodný pro velký výkon a v dnešní době těžko nahraditelný mechanickým, nebo elektrickým pohonem. Převod energie z hydrogenerátoru (poháněného většinou spalovacím motorem) na hydromotor je zajištěn pomocí hydraulických pryžových hadic. Získané informace o uzavřených hydrostatických okruzích budou použity pro zpracování kapitoly 1. Kapitola 2 je věnována návrhu obvodu, návrhu prvků obvodu a výpočtům základních parametrů. Kompletní hydraulické schéma a specifikace jednotlivých komponent, jsou součástí kapitoly 3. V kapitole 4 je zpracován návrh plynulého zatěžování obvodu, tato simulace nahrazuje skutečné zatížení hydromotoru mobilního stroje (např. odpor stoupající vozovky, jízdu s nákladem, pohyb v terénu,...). Součástí kapitoly 5 je kompletace zařízení, zkouška funkčnosti a připojení měřicích snímačů pro ověření funkceschopnosti. Kapitola 6 je věnována měření konkrétních parametrů obvodu a jejich grafickému zobrazení.

V závěru práce je obsaženo její zhodnocení a praktické aplikace uvedených výstupních parametrů.

## 1 Hydrostatický převod

Hydrostatické převodové mechanismy bývají často kombinovány s mechanismy elektrickými, mechanickými, pneumatickými, hydrodynamickými, nebo s jejich kombinací. V hydraulickém mechanismu se přenos energie uskutečňuje z mechanické energie hnacího členu (většinou motoru) na hydraulickou energii v hydrogenerátoru, dále přenosem hydraulické energie k hydromotoru, na kterém se energie opět transformuje na mechanickou (pohon strojů, zařízení), schéma hydraulického obvodu viz obr. 1.1. Smyslem skladby těchto mechanismů je dosažení žádaných pohybů, přenos momentů, regulace výkonu, otáček či momentu. [1,2]



Obr. 1.1 Schéma přenosu energie v hyd. systému

### 1.1 Základní rozdělení a parametry hydrostatického převodu

Dle energetického toku rozlišujeme dvě možnosti řešení hydraulického systému a to otevřený a uzavřený hydraulický obvod. V otevřeném hydraulickém obvodu se kapalina, po předání energie, vrací do nádrže, ve které je ve většině případů upravována a z nádrže je zpět nasávána hydrogenerátorem. Uzavřený hydraulický obvod se vyznačuje tím, že nemá vlastní nádrž (mimo doplňovací). Kapalina se v tomto druhu obvodu, po předání energie, vrací přímo do sání hydrogenerátoru. [1]

Základní teoretické parametry hydrostatických převodníků jsou výkon  $P$ , který dostaneme tak, že vyjádříme přenášenou energii výkonem. Jedná se o součinitel objemového průtoku  $Q_V$  a tlakového spádu  $\Delta p$  na tomto převodníku.

$$P = \frac{V_g \cdot \Delta p}{t} = Q_V \cdot \Delta p [W] \quad (1.1)$$

Z těchto parametrů lze dále vypočítat moment  $M$  a otáčky  $n$ .

$$M = \frac{\Delta p \cdot V_g}{2\pi} = \frac{\Delta p \cdot Q_V}{2\pi \cdot n} [N \cdot m] \quad (1.2)$$

$$n = \frac{Q_V}{V_g} [min^{-1}] \quad (1.3)$$

Výhody a nevýhody hydrostatických převodových mechanismů je nutné při jakémkoliv srovnání chápat komplexně a vždy vzhledem k jinému typu mechanismu (elektrickému, pneumatickému, tuhému).

#### Výhody HS převodových mechanismů:

- Přenos vysokých výkonů
- Možnost plynulé regulace otáček v širokém rozsahu

- Schopnost okamžité reverzace pohybu
- Umožňují stálý a plynulý chod i při velmi nízkých otáčkách a plném krouticím momentu (zvýšená stabilita i při časté reverzaci pohybu)
- Možnost přetížení
- Výroba komponentů v širokém rozsahu velikostí a výkonů
- Propojení prvků nevyžaduje mechanickou vazbu (umístění dle výhodnosti)

Nevýhody HS převodových mechanismů:

- Přesná výroba – cenová nákladnost vůči mechanickým převodům
- Vysoké tepelné ztráty – ve většině případů nutno chladit kapalinu
- Relativně nízká celková účinnost, oproti převodům mechanickým a elektrickým
- Nutnost pečlivější údržby – citlivé na nečistoty v kapalině (zvláště ovládací prvky)

### **Hydrostatické převodníky lze rozdělit dle různých kritérií a to:**

1. Dle směru přestupu energií
  - Hydrogenerátory
  - Hydromotory
2. Dle možnosti řízení geometrického objemu převodníku
  - Regulační
  - Neregulační

Regulovat, znamená měnit a řídit základní parametr převodníků - geometrický objem (objem kapaliny dodané na jednu otáčku), za chodu celého mechanismu.

3. Dle možnosti smyslu otáčení
  - Reverzační
  - Bez reverzace

Možnost změny otáčení převodníku patří také k jednomu ze základních parametrů. Změny otáček se v mnoha aplikacích využívá například k brzdění.

### **Základní prvky uzavřených hydrostatických obvodů:**

1. Rotační hydrogenerátor

Z hlediska přenosu energie je označován jako vstupní prvek. Hydrogenerátor je zařízení, které přeměňuje mechanickou vstupní energii na energii tlakovou.

Hlavní požadavky kladené na hydrogenerátory:

- Zajištění požadovaného množství kapaliny s požadovaným tlakem
- Schopnost provozu s kapalinou, jejíž viskozita je proměnná v závislosti na teplotě
- Nízké tlakové pulzace
- Co nejvyšší možná účinnost

## 2. Rotační hydromotor

Z hlediska přenosu energie je označován jako výstupní prvek. Jedná se o prvek, který mění tlakovou vstupní energii kapaliny na energii mechanickou.

Rozdělení hydromotorů je totožné s rozdělením hydrogenerátorů. V praxi je mnohdy velmi obtížné při pohledu na prvek zjistit, zda se jedná o rotační hydrogenerátor, nebo o hydromotor.

### Rozdělení rotačních převodníků:

#### Regulační

- |            |                 |
|------------|-----------------|
| - Lamelové | – jednozdvihové |
| - Pístové  | – radiální      |
|            | – axiální       |

#### Neregulační

- |             |                                      |
|-------------|--------------------------------------|
| - Zubové    | – s vnitřním ozubením                |
|             | – s vnějším ozubením                 |
|             | – speciální                          |
| - Lamelové  | – dvou (a více) zdvihové             |
| - Pístové   | – axiální      – s nakloněnou deskou |
|             | – s nakloněným blokem                |
|             | – radiální      – s písty ve statoru |
|             | – s písty v rotoru                   |
| - Vřetenové |                                      |

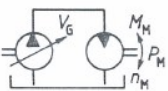
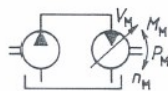
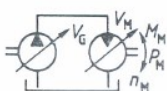
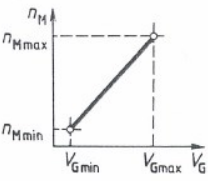
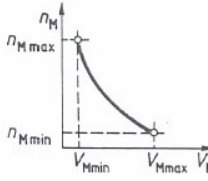
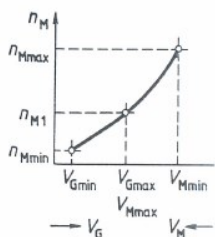
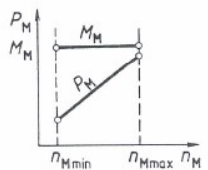
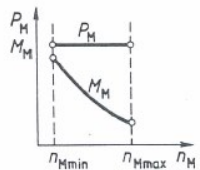
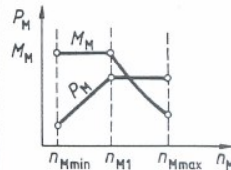
## 1.2 Hydrostatický převod

Je to hydrostatický mechanismus, který slouží k řízení otáček hydromotoru. Používá se především jako pojezd mobilních strojů (bagry, nakladače, zemědělská technika a jiné), u pohonů stacionárních hydraulických zařízení, ale také u různých pomocných pohonů. Hydrostatický převod se skládá z jednoho, nebo více hydrogenerátorů a jednoho, nebo více rotačních hydromotorů, jež mohou být součástí uzavřených, nebo otevřených obvodů.

Hydrostatický převodový mechanismus může být tvořen těmito kombinacemi převodníků:

- Regulační hydrogenerátor a neregulační hydromotor
- Neregulační hydrogenerátor a regulační hydromotor (používá se minimálně)
- Regulační hydrogenerátor a regulační hydromotor

Regulační parametry takto uspořádaných převodníků jsou zobrazeny v tabulce 1.

Regulace			
Regulační charakteristiky			
Regulační rozsah $i = \frac{n_{Mmax}}{n_{Mmin}}$	$i_G = 10:1$ až $40:1$	$i_M = 2:1$ až $3:1$	$i_{G+M} = 30:1$ až $100:1$
Charakteristiky pro $p = \text{konst}$ a $\eta = \text{konst}$			

Tabulka 1 Regul. charakteristiky hydrostatických mechanismů [2]

### 1.3 Uzavřený hydrostatický obvod pro pojezd mobilních strojů

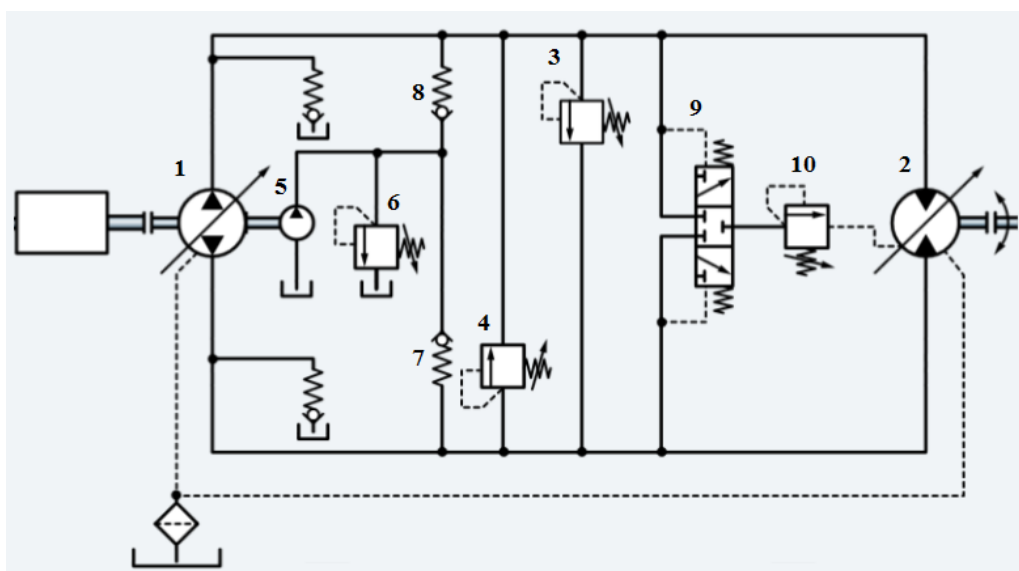


Obr. 1.2 Nakladač s uzavřeným HS okruhem pro pojezd [4]

V případě mobilních nakladačů (obr. 1.2), manipulátorů, cestovních válců a mnoho další techniky, se nejvyšší nárok klade na pohon pojezdu, nákladovou efektivnost, jízdní vlastnosti a ovladatelnost. Základní provedení uzavřeného hydraulického obvodu je zobrazeno na schématu viz obr. 1.3.

Tento obvod se skládá z bloku hydrogenerátoru a bloku hydromotoru. Ve většině případů jsou použity axiální převodníky. Regulační hydrogenerátor 1 dodává tlakovou kapalinu do regulačního hydromotoru 2 jednou z hlavních větví uzavřeného obvodu (tlakovou). Směr otáčení hřídele hydromotoru je závislý na směru vyklopení desky hydrogenerátoru, které může být ovládáno například polohovým servomechanismem. Pojistné ventily 3 a 4 jsou nastaveny na maximální hodnotu tlaku v obvodu. Další prvek, který se v tomto obvodu nachází, je třicestný, třípolohový rozváděč 9, ovládaný hydraulicky, který je nazýván jako výplachový ventil a slouží k obměně hydraulické kapaliny. Za tímto ventilem je umístěn tlakový ventil 10, kterým je nastavena hodnota tlaku v nízkotlaké větvi uzavřeného obvodu.

Součástí hydrogenerátoru 1 je nízkotlaký, neregulační hydrogenerátor 5, pracující s otevřeným hydraulickým obvodem, který slouží k doplňování kapaliny z nádrže do obvodu. Jednosměrné ventily 7 a 8 usměrňují dodávanou kapalinu vždy jen do nízkotlaké větve uzavřeného obvodu. Na pojistném ventilu 6 je nastavena maximální hodnota tlaku od pomocného hydrogenerátoru. Kapalina, která proteče výplachovým ventilem, je svedena do svodového průtoku hydromotoru a ten společně se svodovým průtokem hydrogenerátoru do filtrační (případně chladicí) jednotky. [3]

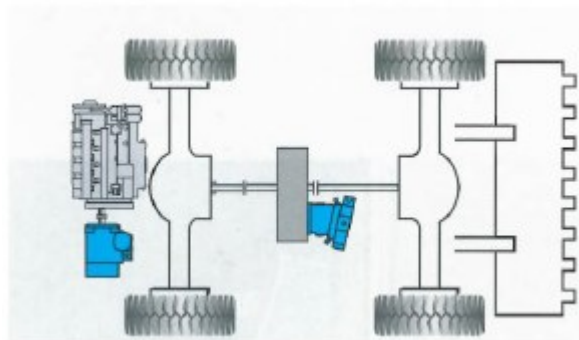


Obr. 1.3 Hydraulické schéma uzavřeného hydrostatického obvodu [4]



### 1.3.1 Hydrostatický pohon pro výkony $P = 10 \div 60 \text{ kW}$

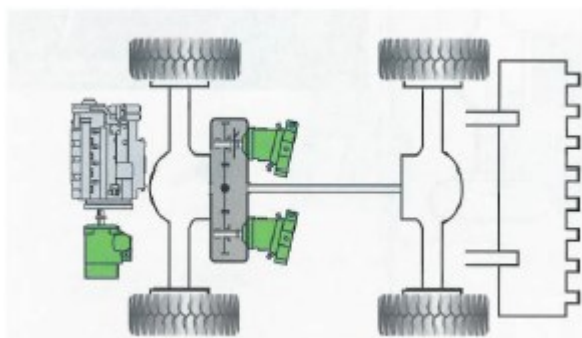
Na obr. č. 1.4 je schéma rozložení hydrostatického bezstupňového převodu čelního nakladače, použité prvky jsou regulační hydrogenerátor A4VG a regulační hydromotor A6VM. Výhodou tohoto převodu je, že hydromotor pracuje bez rázů, nemůže dojít k přerušení hydraulické trakce a následně je zajištěna jednoduchá reverzace pojezdu.



Obr. 1.4 Hydrostatický pohon [4]

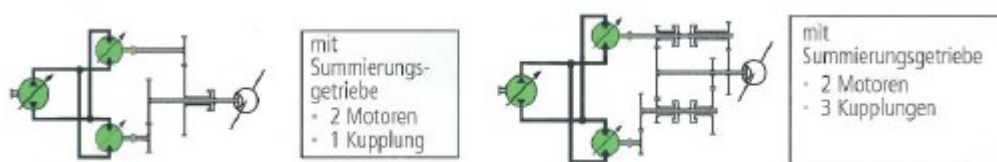
### 1.3.2 Hydrostatický pohon pro výkony $P = 50 \div 85 \text{ kW}$

Obrázek č. 1.5 zobrazuje schéma hydrostatického převodu s rozvodovkou (bezstupňovou převodovkou), na kterou se přenáší výkon dvou variabilních hydromotorů. Následně diferenciál rovnoměrně přenáší pohyb na všechny kola nakladače. Výhody totožné s prvním bodem. Na schématu je použit regulační hydrogenerátor A4VG, dvakrát regulační hydromotor A6VM a rozvodovka.



Obr. 1.5 HS pohon a sumační převodovka [4]

U tohoto pohonu je možné dosáhnout vyššího výkonu pomocí kombinace dvou regulačních hydromotorů, mechanický převodů a spojky, viz obr. 1.6. Kombinací dvou hydromotorů a jedné spojky je možné dosáhnout výkonu  $P = 60 - 150 \text{ kW}$ . Kombinací dvou regulačních hydrogenerátorů a tří spojky, se je možné pomocí mechanického převodu dostat k výkonu  $P = 100 - 250 \text{ kW}$ .



Obr. 1.6 Kombinace dvou hydromotorů a spojek [4]

### 1.3.3 Hydrostatický pohon pro výkony $P = 50 \div 100 \text{ kW}$

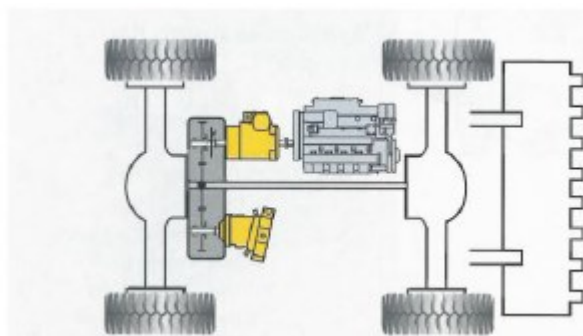
Jedná se o jednohřídelové propojení spalovacího motoru a hydrogenerátoru na první vstupní hřídel mechanické převodovky. Hydromotor je současně propojen s druhým vstupním hřídelem mechanické převodovky. Na obr. č. 1.7 je použit hydrogenerátor A4VG, hydromotor A6VM a rozvodovka.

Mezi výhody tohoto uspořádání patří:

- Obvod téměř bez rázů
- Maximální trakce při nízkých otáčkách spalovacího motoru.
- Vysoká účinnost už při spuštění
- Plynulá změna směru otáčení
- Regulace podle zatížení (neměnná charakteristika při odběru energie sekundárním spotřebičem)
- Rozložení výkonu závislé na požadavku mezi pohonem a provozní hydraulikou
- Nízké ztráty

Hydromechanický pohon spojuje výhody hydrostatického a mechanického pohonu. U všech těchto uvedených příkladů (bod jedna až tři), jde regulovat požadovaný výkon změnou tří veličin, nebo jejich kombinací a to:

- Změnou otáček spalovacího motoru
- Změnou geometrického objemu hydrogenerátoru
- Změnou geometrického objemu hydromotoru



Obr. 1.7 HS pohon s přímým pohonem [4]

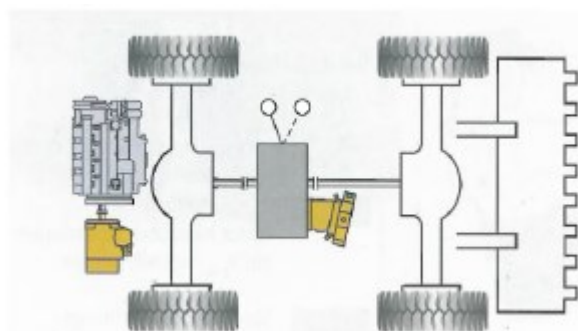
### 1.3.4 Hydrostatický pohon pro výkony $P = 60 \div 250 \text{ kW}$

Kombinací hydrostatického a mechanického převodu se dostaneme k využití pro největší výkonové zatížení. Schéma tohoto pohonu je na obrázku 1.8. Ve schématu je hydrogenerátor A4VG, hydromotor A6VM a mechanická víceštapňová převodovka.

Celkově má tento pohon čtyři možnosti řízení a to:

- Změnu otáček na spalovacím motoru
- Změnu geometrického objemu hydrogenerátoru
- Změnu geometrického objemu hydromotoru
- Změnu převodového stupně mechanické převodovky

Regulací těchto veličin, nebo jejich kombinací, je dosaženo požadovaného výkonu.

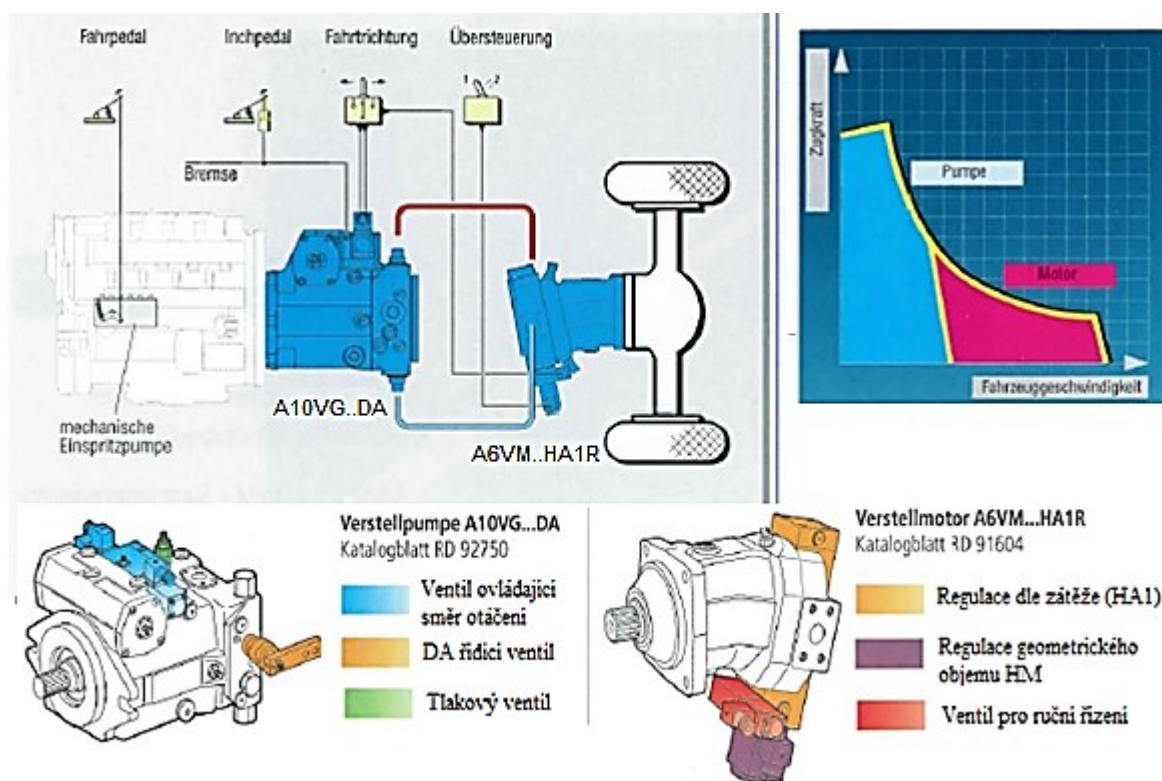


Obr. 1.8 HS pohon s mechanickou víceštapňovou převodovkou [4]

## 1.4 Příklady pohonů pojezdu mobilních strojů

### 1.4.1 Jednonápravový pohon pojezdu s mechanickým převodem

Na obrázku 1.9 je zobrazen příklad uspořádání jednonápravového pohonu pojezdu manipulátoru, včetně zobrazení charakteristiky trakce v závislosti na rychlosti pohybu. Z této charakteristiky je viditelné, že regulační hydrogenerátor z větší části ovlivňuje velikost síly při rozjezdu a naklopení desky regulačního hydromotoru zajistí větší změnu rychlosti, ovšem na úkor parabolického zmenšení trakce.



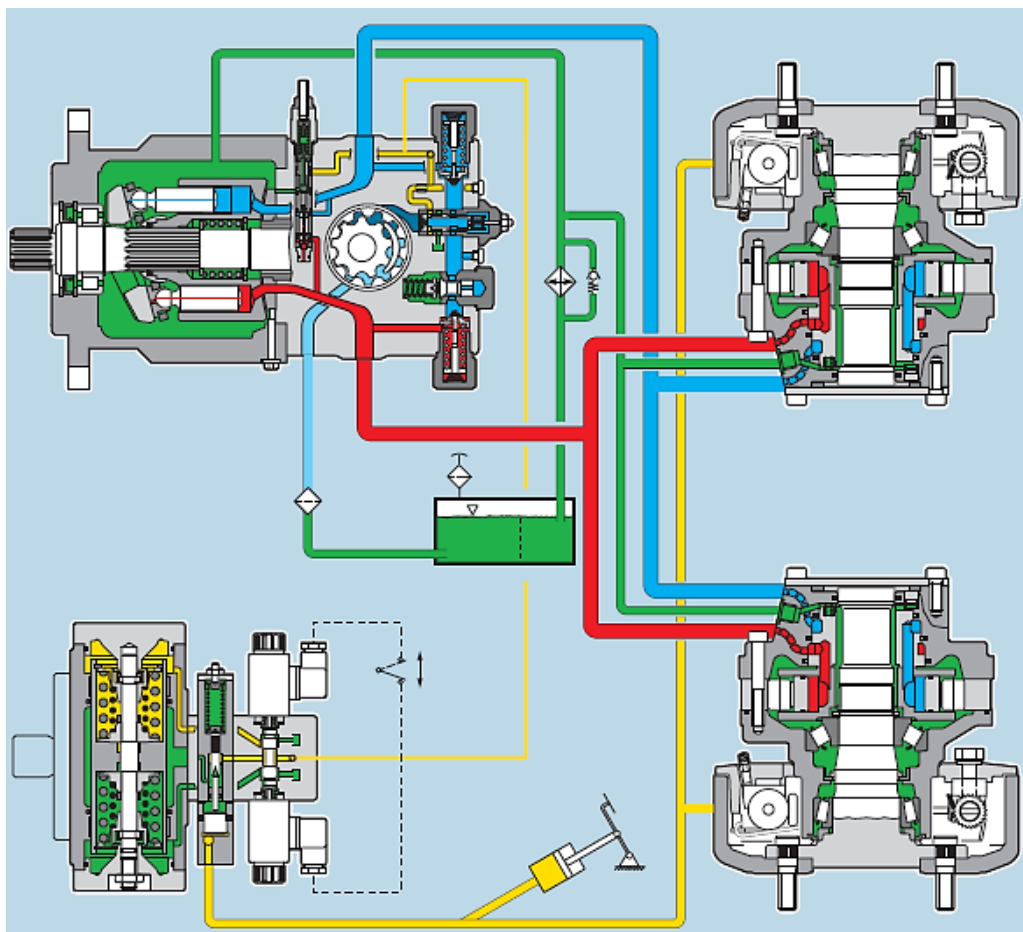
Obr. 1.9 Schéma pohonu pojezdu, trakční charakteristika a regulační ventily na převodnících [4]

#### 1.4.2 Přímý jednonápravový pohon pojezdu (bez mechanického převodu)

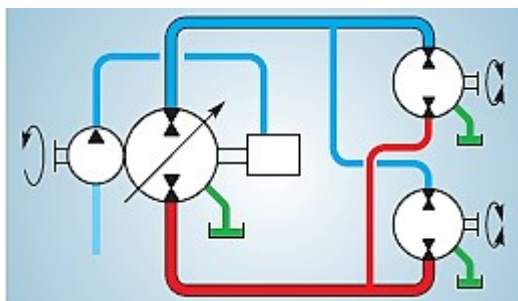
Jedná se o běžně používané uspořádání převodníků, kdy rotační hydromotor je umístěn „v kole“, respektive slouží jako pohon náboje kola. V tomto mobilním převodu jsou použity prvky se záměnnou funkcí (regulační hydrogenerátor a hydromotor). To znamená, že např. při brzdění, fungují hydromotory jako hydrogenerátory a transformují energii na regulačním hydrogenerátoru, který se v tomto momentu chová jako hydromotor. Zjednodušené hydraulické schéma obvodu s viditelnou funkcí je na obrázku 1.13.

Ve funkčním schématu pohonu pojezdu, viz obr. 1.12, je dobře rozeznatelná funkce obvodu, který se skládá z těchto hlavních prvků: regulačního hydrogenerátoru, dvou radiálních pístových hydromotorů a řídicího ventilu. V tělese regulačního hydrogenerátoru se na jedné hřídeli nachází zubový neregulační hydrogenerátor, který slouží k pohonu otevřeného hydrostatického okruhu, jehož hlavní činností je doplňování hydraulické kapaliny do uzavřeného okruhu, chlazení a mazání převodníků. Tento okruh je ve funkčním schématu znázorněn modrou barvou. Zelenou barvou jsou zaznačeny průsaky, respektive svodový průtok převodníků. Neodborně se tento průtok nazývá jako „lekázní“.

Větve v uzavřeném hydrostatickém okruhu jsou: vysokotlaká (červená barva), nízkotlaká (modrá barva). Žlutá barva popisuje pilotní tlak v systému.



Obr. 1.12 Řez funkčním schématem obvodu pojezdu [4]



Obr. 1.13 Zjednodušené hydraulické schéma jednonápravového pohonu [4]

### 1.4.3 Hydrostatický pohon pro smykem řízené nakladače

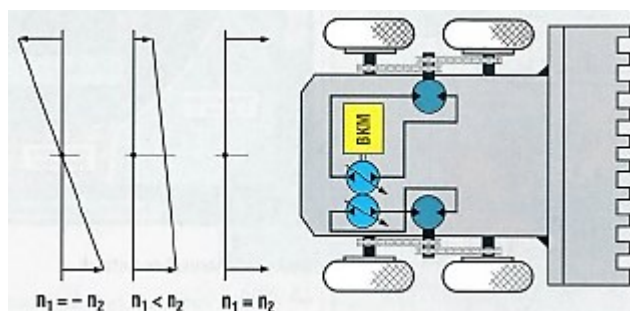
Celý tento stroj je ovládán pomocí dvou řídicích pák „joysticků“, kterými se mění geometrický objem tandemově zapojených hydrogenerátorů. Pohon každé strany je zajištěn jedním rotačním hydromotorem, kdy pohon obou kol na každé straně je zajištěn pomocí řetězu, nebo ozubených kol. V případě, že je nakladač osazen pojezdovými pásy, viz obr. 1.14, je převod vyřešen přímým pohonem z hydromotorů. Pokud má manipulátor kola, je práce vykonaná hydromotory převedena na obě kola (po straně) většinou pomocí mechanického převodu (nejčastěji řetězovým převodem), aby bylo docíleno pohonu 4x4, z důvodu otáčení smykem a průjezdnosti.





Obr. 1.14 Smykem řízený nakladač s pohonem kol a pásů [5]

Řídicí páky jsou ovládány levou a pravou rukou obsluhy. Totožným pohybem obou pák současně dopředu, nebo dozadu, vykonává smykový nakladač rovnoměrný pohyb vpřed, nebo vzad. Otáčení na místě se provádí přesunutím pák do protilehlé polohy (jednu vpřed a druhou vzad). Případná jízda smykem je dosažena ovládním pák stejným směrem, s rozdílnou polohou. Řízení nakladače je tedy realizováno rozdílem rychlostí kol (pásů) jedné a druhé strany, viz schéma 1.15.



Obr. 1.15 Řízení rozdílnou hodnotou otáček levé a pravé strany nakladače [4]

Změna rychlostí (otáček) jednotlivých hydromotorů, je realizována řízením geometrických objemů hydrogenerátorů, které závisí na poloze řídicích pák nakladače.

Uvedený stroj má implementován také otevřený hydraulický obvod, hydrogenerátory bývají na společné hřídeli s hnacím motorem. Tento okruh slouží k ovládání nástaveb, jež mohou být různého charakteru, jako například: výklopná lopata, manipulační lyže, sbíjecí kladivo, kartáče pro čištění vozovky a mnoho dalších.

## 2 Návrh uzavřeného hydrostatického obvodu pro simulaci pojezdu mobilního stroje včetně potřebných výpočtů

Pro příkladnou demonstraci funkce uzavřeného hydraulického obvodu pojezdu, je navrženo použít přímý hydraulický převod s jedním hydrogenerátorem a jedním hydromotorem (bez mechanické převodovky). Tato kombinace je zvolena z důvodu přímé aplikace na malé stavební, či zemědělské stroje a také vzhledem k jednoduchosti pochopení základní funkce uzavřených hydrostatických obvodů a rychlém zorientování se v porovnání hydraulického schématu s demonstračním obvodem.

### 2.1 Volba prvků uzavřeného obvodu

U mobilních pracovních strojů se v technické praxi hojně využívají axiální pístové převodníky. Běžně se používá kombinace regulačního hydrogenerátoru a neregulačního hydromotoru, nebo obou regulačních převodníků. Použitím obou regulačních prvků lze dosáhnout nejvyššího rozsahu potřebných parametrů na výstupní hřídeli hydromotoru. Při realizaci demonstračního zařízení je navrženo využít kombinaci: regulační hydrogenerátor + regulační hydromotor a to z důvodu větší názornosti a většího rozsahu řízení veškerých vstupních i výstupních parametrů.

Na základě zjištění z praktického využití a četnosti výroby firmy Bosch Rexroth bylo rozhodnuto použít tuto dvojici převodníků: Axiální pístový hydrogenerátor řady A10VG a axiální pístový hydromotor řady A6VM. Hydrogenerátory jsou ve standardní nabídce vyráběny v těchto velikostech:  $V_{gG} = 18, 28, 45$  a  $63 \text{ cm}^3$ . Do demonstračního obvodu je navrženo volit hydrogenerátor i hydromotor se stejným geometrickým objemem. Důvodem této volby je lepší orientace při přepočítávání parametrů obvodu a možnosti simulace hydrostatické hřídele. Axiální pístové hydromotory jsou v nabídce s nejmenším geometrickým objemem  $V_{gM} = 28 \text{ cm}^3$ . Oba převodníky volím s hodnotou geometrického objemu  $V_g = 28 \text{ cm}^3$ .

Kombinace hlavních hydraulických prvků byla zvolena na základě velké míry použitelnosti v praxi. Dalším faktorem důvodu volby těchto prvků bylo jejich okamžité poskytnutí firmou Bosch Rexroth spol. s.r.o.

Zátěž hydromotoru se bude realizovat pomocí kotoučové brzdy a zvyšováním brzdného tlaku pomocí dvoustupňového, proporcionálního redukčního ventilu.

### 2.2 Dosažitelné parametry převodníků

Navrhuji, aby demonstrační obvod pracoval s tlakovým spádem  $\Delta p = 8 \text{ MPa}$ . Vzhledem k tomu, že zatížení obvodu bude pouze simulováno, není potřebné, aby převodníky pracovaly na plný výkon. Docházelo by k zbytečnému maření energii v teplo a

ohrožení bezpečnosti osob. Základní technické parametry navržených převodníků jsou uvedeny v tabulce 2. Dále jsou uvedeny výpočtové vztahy veličin jak pro hydrogenerátor, tak pro hydromotor. Hodnoty účinností jsou definovány z katalogu zvolených převodníků.

Geom. objem hydrogenerátoru			Účinnosti převodníků			
$V_{gGmin}$	0	$cm^3$	<b>Hydrogenerátor</b>			
$V_{gGmax}$	28	$cm^3$	Mechanicko - tlaková účinnost	$\eta_{Gmp}$	0,94	[-]
Geom. objem hydromotoru			Objemová účinnost	$\eta_{Go}$	0,96	[-]
$V_{gMmin}$	18	$cm^3$	Celková	$\eta_{GC}$	0,90	[-]
$V_{gMmax}$	28,1	$cm^3$	<b>Hydromotor</b>			
Otáčky hydrogen. (= el. motoru)			Mechanicko - tlaková účinnost	$\eta_{Mmp}$	0,94	[-]
$n_{EM}$	1455	$min^{-1}$	Objemová účinnost	$\eta_{Mo}$	0,96	[-]
Tlak v systému			Celková	$\eta_{MC}$	0,90	[-]
$\Delta p$	8	MPa	<b>Celková účinnost HG a HM</b>		<b><math>\eta_c</math></b>	<b>0,81</b> [-]

Tab. 2 Technické parametry

Maximální objemový průtok, který je hydrogenerátor schopen dodat je:

$$Q_G = V_{gGmax} \cdot n_{EM} \cdot \eta_{Go} = 28 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{1455}{60} \cdot 0,96 \quad (2.1)$$

$$Q_G = 6,52 \cdot 10^{-4} m^3 \cdot s^{-1} = 39,1 dm^3 \cdot min^{-1}$$

Krouticí moment hydrogenerátoru:

$$M_G = \frac{V_{gG} \cdot \Delta p}{2 \cdot \pi \cdot \eta_{Gmp}} = \frac{28 \cdot 10^{-6} \cdot 8 \cdot 10^6}{2 \cdot \pi \cdot 0,94} = 37,9 Nm \quad (2.2)$$

Výkon hydrogenerátoru:

$$P_H = M_G \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_{EM} \cdot \eta_{GC} = 37,9 \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{1455}{60} \cdot 0,9 = 5197 W \quad (2.3)$$

Pro maximální objemový průtok dodaný hydrogenerátorem, je vypočteno rozmezí výstupních parametrů, mezi minimálním a maximálním geometrickým objemem hydromotoru. Hodnoty těchto parametrů jsou znázorněny v tabulce 3.

Vztah pro otáčky hydromotoru:

$$n_M = \frac{Q_G \cdot \eta_{Mo}}{V_{gM}} \quad (2.4)$$

Vztah pro krouticí moment hydromotoru:

$$M_M = \frac{V_{gM} \cdot \Delta p \cdot \eta_{Mmp}}{2 \cdot \pi} \quad (2.5)$$

Vztah pro výkon hydromotoru:

$$P_M = M_M \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_M \quad (2.6)$$



Otáčky hydromotoru pro:	$V_{gMmax}$	$V_{gMmin}$
$n_M [s^{-1}]$	22,3	34,8
$n_M [min^{-1}]$	1336,2	2085,9
Moment hydromotoru pro:	$V_{gMmax}$	$V_{gMmin}$
$M_M [N \cdot m]$	34	21,5
Výkon hydromotoru pro:	$V_{gMmax}$	$V_{gMmin}$
$P_M [W]$	5124,3	3282,5

Tab. 3 Minimální a maximální hodnoty parametrů hydromotoru

### 2.3 Návrh hydraulického potrubí uzavřeného okruhu

Propojení hydrogenerátoru a hydromotoru navrhuji pomocí hydraulických hadic. Průtočný průměr je stanoven dle následujícího výpočtu (pro maximální objemový průtok):

$$Q_G = S \cdot v = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot v \rightarrow d = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_G}{\pi \cdot v}} \quad (2.7)$$

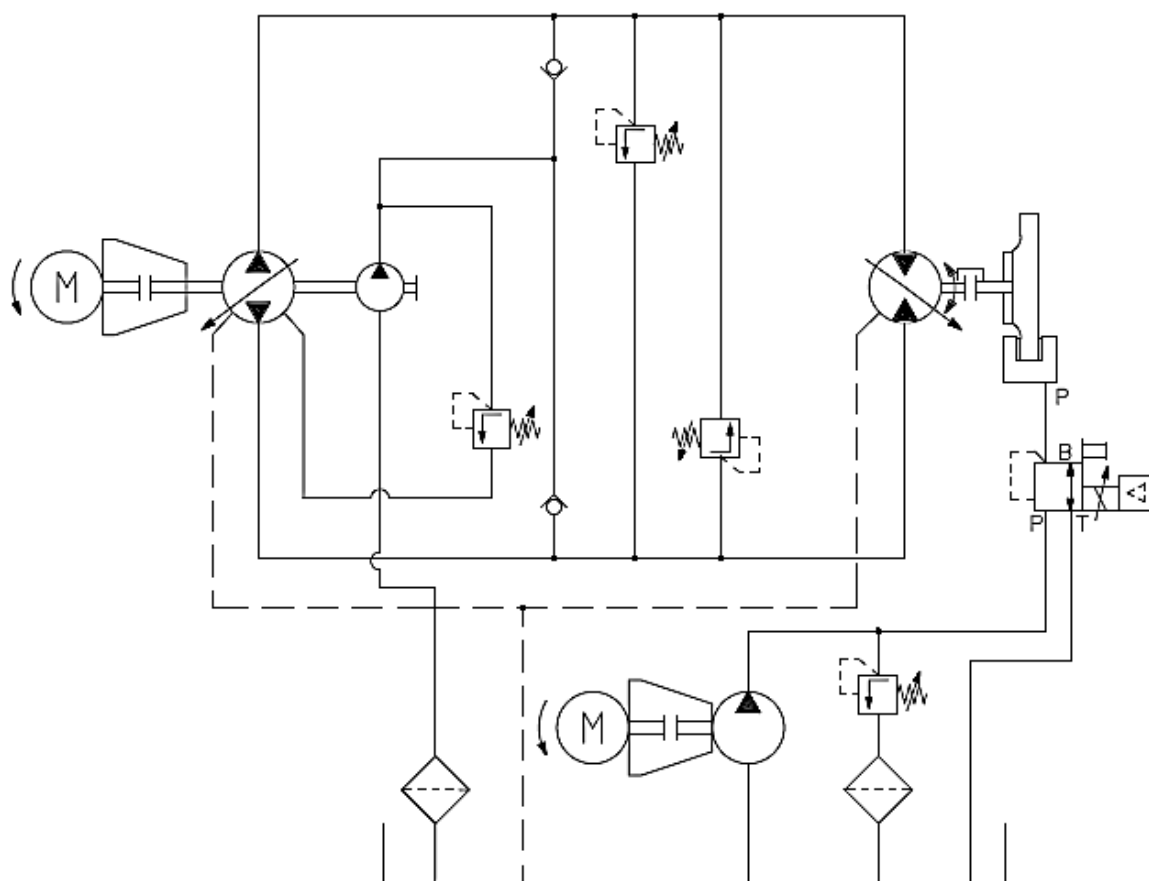
Teoretická rychlost proudění v tlakovém potrubí se volí v rozmezí  $v = 3$  až  $5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ . Volím rychlost  $v = 3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ . Průtočný průměr hadice potom je:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_G}{\pi \cdot v}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 6,52 \cdot 10^{-4}}{\pi \cdot 3}} = 0,0166 \text{ m} \quad (2.8)$$

⇒ V hlavních větvích hydrostatického uzavřeného obvodu volím hadici o světlosti 16 mm (DN16).

### 2.4 Návrh obvodu - simulace zatížení

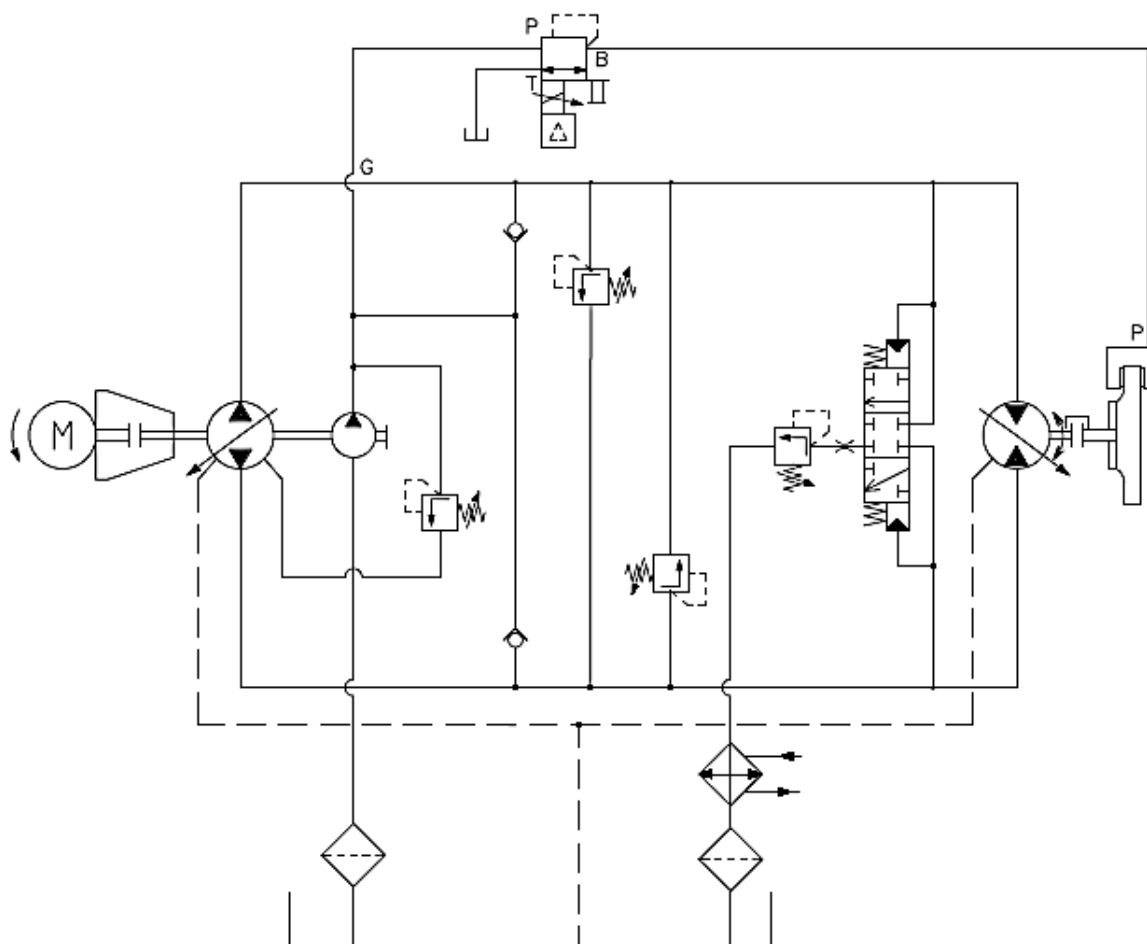
Realizace simulovaného zatížení hydromotoru je navržena sofistikovaným způsobem, a to pomocí kotoučové brzdy, jejíž největší využití je u brzdění kol osobních automobilů. Z důvodu bezpečnosti a možnosti sledování průběhu brzdění, je navrženo osadit rotující kotouč brzdy krytem vyrobeným z průhledného plexiskla. Brzdného účinku je dosaženo přivedením tlakové kapaliny, v tomto případě bude použit hydraulický olej z nádrže, na píst umístěný v brzdovém třmenu. Tento píst tlačí brzdovou destičkou na kotouč. Způsob brzdění hydromotoru je navržen řídit přivedením tlakové kapaliny do proporcionálního redukčního ventilu, který bude ovládán elektrickým signálem, vyvolaným obsluhou pomocí potenciometru na elektrorozvodném panelu. Přívod tlakové kapaliny pro brzdu je navržen realizovat obyčejným zubovým hydrogenerátorem, který bude poháněn vlastním elektromotorem, jak je vidět ve schématu na obr. 2.1. Tento způsob, použití hydrogenerátoru pracujícího s otevřeným hydraulickým obvodem, je u mobilní techniky hojně využívám. Slouží k pohonu přímočarých a rotačních hydromotorů nástavby stroje (např. lopaty, radlice, podpěr, navijáků,...).



Obr. 2.1 Návrh obvodu č. 1

Přívod tlakové kapaliny do proporcionálního redukčního ventilu je možné realizovat více způsoby. Další způsob je využití sekundárního zubového hydrogenerátoru, který je součástí regulačního, axiálního pístového hydrogenerátoru. Tento pomocný hydrogenerátor pracuje již s otevřeným hydraulickým okruhem a jeho hlavní funkce je doplňování kapaliny do uzavřeného hydrostatického obvodu (obr. 2.2). Na tomto schématu je také znázorněn vyplachovací ventil, ten zabezpečuje výměnu kapaliny kvůli chlazení a filtraci.

Na základě výpočtu oteplení kapaliny bylo rozhodnuto, že není potřebné kapalinu obvodu chladit a tudíž je zbytečné použití vyplachovacího ventilu. Systém, jakožto demonstrační prvek bude pracovat maximálně deset až patnáct minut. Za tento čas nedojde k výraznému oteplení, aby bylo nutné obvod chladit. Obměna kapaliny v uzavřeném hydrostatickém obvodu je zabezpečena dostatečným svodovým („lekážním“) průtokem obou převodníků.



Obr. 2.2 Návrh obvodu č. 2

## 2.5 Návrh velikosti nádrže

U otevřených hydrostatických okruhů se při volbě velikosti nádrže využívá pomocného výpočtu, který je:

$$V_N \approx (3 \text{ až } 5) \cdot Q_{VMAX} \quad (2.9)$$

Tento pomocný výpočet bude použit v tomto případě, i když se jedná o uzavřený hydrostatický okruh, u kterého se používají doplňovací nádrže o minimální velikosti. Důvod, tohoto rozhodnutí je, aby se navržený okruh dal v budoucnu nadstavit o přímočaré, či rotační hydromotory, jež by simulovaly nastavbu mobilního stroje. Výpočet velikosti nádrže:

$$V_N \approx 3 \cdot V_{gG} \cdot n_{EM} \approx 3 \cdot 28 \cdot 10^{-3} \cdot 1455 \approx 122 \text{ dm}^3 \quad (2.10)$$

S ohledem na pomocný výpočet a rezervu pro zubový hydrogenerátor, který slouží jako pohon simulace zatížení (brzdy), byl zvolen objem oleje v nádrži  $V_N = 150 \text{ dm}^3$ . Výhodou takto velkého zásobníku hydraulické kapaliny je, že demonstrační obvod nebude muset být vybaven chladičem. Ohřátí tohoto množství kapaliny na únosnou mez, bude při

zatížení trvat dlouhou dobu a velkým ovlivňujícím faktorem bude i velikost teplosměnné plochy nádrže.

## 2.6 Kontrolní výpočet oteplení obvodu

Stanovení hodnot a parametrů pro výpočet:

Pracovní tlak v systému	$p_{\text{MAX}}$	8	MPa
Objem nádrže	$V_N$	0,192	$\text{m}^3$
Plocha nádrže	$S_N$	2,08	$\text{m}^2$
Geom. objem HG	$V_{\text{GG}}$	$28 \cdot 10^{-6}$	$\text{m}^3$
Teplota okolí	$T_{\text{C0}}$	20	$^{\circ}\text{C}$
Maximální provozní teplota oleje	$T_{\text{C1}}$	55	$^{\circ}\text{C}$
Součinitel přestupu tepla nádrží	$k_N$	12	$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$
Měrná tepelná kapacita oceli	$c_{\text{OC}}$	460	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
Měrná tepelná kapacita oleje	$c_{\text{OL}}$	1800	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
Hmotnost nádrže (volím)	$m$	100	kg
Hustota oleje	$\rho$	890	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$
Otáčky elektromotoru	$n_{\text{EM}}$	1455	$\text{min}^{-1}$

Tabulka č. 4 Parametry pro výpočet oteplení

Výpočet:

- Maximální příkon v celém časovém intervalu = ekvivalentní příkon

$$P_E = \Delta p \cdot V_{\text{GG}} \cdot n_G = 8 \cdot 10^6 \cdot 28 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{1455}{60} = 5\,432 \text{ W} \quad (2.11)$$

- Celková účinnost hydrogenerátoru a hydromotoru

$$\eta_C = \eta_{\text{GC}} \cdot \eta_{\text{MC}} = 0,9 \cdot 0,9 = 0,81 \quad (2.12)$$

- Skutečný výkon

$$P_{\text{SKUT}} = P_E \cdot \eta_C = 5432 \cdot 0,81 = 4\,400 \text{ W} \quad (2.13)$$

- Ztrátový výkon

$$P_Z = \phi_Z = P_E - P_{\text{SKUT}} = 5432 - 4400 = 1\,032 \text{ W} \quad (2.14)$$

- Výpočet časové konstanty

$$\text{Zaplnění nádrže (volím): } V_{\text{NS}} = 150 \text{ dm}^3$$

$$\text{Hmotnost oleje: } m_{\text{OL}} = V_{\text{NS}} \cdot \rho_{\text{OL}} = 150 \cdot 10^{-3} \cdot 890 = 133,5 \text{ kg}$$

$$\text{Součinitel přestupu tepla nádrží (volím): } k_N = 12 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

$$T_K = \frac{m_{\text{OC}} \cdot c_{\text{OC}} + m_{\text{OL}} \cdot c_{\text{OL}}}{k_N \cdot S_N} = \frac{100 \cdot 460 + 133,5 \cdot 1800}{12 \cdot 2,08} = 11\,470 \text{ s} \quad (2.15)$$

- Doba, za kterou dojde k dosažení maximální přípustné teploty oleje  $T_{C1} = 55\text{ °C}$

$$\tau = -T_K \cdot \ln \left( 1 - \frac{(T_{C1} - T_{C0}) \cdot k_N \cdot S_N}{\phi_Z} \right) = -11470 \cdot \ln \left( 1 - \frac{(55 - 20) \cdot 12 \cdot 2,08}{1032} \right)$$

$$\tau \cong 21\,500\text{ s} \cong 358\text{ min} \cong 6\text{ hod} \quad (2.16)$$

Pokud by byl v systému nastaven jmenovitý tlak hydrogenerátoru (maximální tlak, se kterým je schopné hydrogenerátor dlouhodobě pracovat)  $p = 30\text{ MPa}$ , změnil by se výpočet oteplení obvodu tímto způsobem:

- Maximální příkon v celém časovém intervalu = ekvivalentní příkon

$$P_E = \Delta p \cdot V_{gG} \cdot n_{EM} = 30 \cdot 10^6 \cdot 28 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{1455}{60} = 20\,370\text{ W} \quad (2.17)$$

- Skutečný výkon

$$P_{SKUT} = P_E \cdot \eta_C = 20\,370 \cdot 0,81 = 16\,500\text{ W} \quad (2.18)$$

- Ztrátový výkon

$$P_Z = \phi_Z = P_E - P_{SKUT} = 20\,370 - 16\,500 = 3\,870\text{ W} \quad (2.19)$$

- Doba, za kterou dojde k dosažení maximální přípustné teploty oleje  $T_{C1} = 55\text{ °C}$

$$\tau = -T_K \cdot \ln \left( 1 - \frac{(T_{C1} - T_{C0}) \cdot k_N \cdot S_N}{\phi_Z} \right) = -11470 \cdot \ln \left( 1 - \frac{(60 - 20) \cdot 12 \cdot 2,08}{3870} \right)$$

$$\tau = 2935\text{ s} \cong 49\text{ min} \quad (2.20)$$

Do výpočtu oteplení obvodu není zahrnut ztrátový výkon pomocného hydrogenerátoru, kterým je ovládána simulace zatížení (kotoučová brzda).

## 2.7 Volba hydraulické kapaliny

Pro navržený obvod navrhuji použít hydraulický olej ISO VG 46, který se používá pro hydrostatické systémy a v našich klimatických podmínkách je doporučen pro celoroční provoz.

### 3 Specifikace jednotlivých komponent obvodu – hydraulické schéma

#### 3.1 Axiální pístový hydrogenerátor Bosch Rexroth, typ A10 VG

Tento regulační hydrogenerátor je určen pro uzavřené obvody a pracuje na principu nakloněné desky. První výrobní řada má čtyři velikosti hydrogenerátoru (s geometrickým objemem  $V_g = 18, 28, 45$  a  $63 \text{ cm}^3$ ). Jmenovitý tlak hydrogenerátorů je  $p_j = 30 \text{ MPa}$ , maximální provozní tlak  $p_p = 35 \text{ MPa}$ .

Katalogové číslo použitého prvku: **A10VG28EP4DM3R/10R–NSC10F006SP-S**

28 – max. geometrický objem převodníku  $V_{gGmax} = 28 \text{ cm}^3$

EP4 – řízení (regulace) hydrogenerátoru je realizováno proporcionálním elektromagnetem se stejnosměrným napětím  $U = 24 \text{ V}$

D – s anulováním tlakových špiček

M – s mechanickým omezovačem zdvihu (externě nastavitelný)

3R – mechanicky nastavitelný DA regulační ventil (pomocí ovládací páky), nastavení ve směru hodinových ručiček

10 – 1. série čerpadla, index 0

R – směr otáčení „right“ (pohled směrem na hřídel) - ve směru hodinových ručiček

N – těsnění hřídele NBR, těsnící kroužek hřídele FKM

S – drážkovaný hřídel dle SAE, standard pro jeden samostatný hydrogenerátor

C – montážní příruba: SAE J744 – 2 otvory (pro dva šrouby)

10 – typ připojení pracovních větví: Větev A/B (SAE) - metrický závit

F00 – s integrovaným zvětšením výkonu hydrogenerátoru (plnicí hydrogenerátor)

6 – pojistný ventil, nastavitelný v rozmezí tlakového spádu  $\Delta p = 10 - 25 \text{ MPa}$

S – Nutná filtrace v sací větvi pomocného (plnicího) hydrogenerátoru (filtr není součástí hydrogenerátoru)

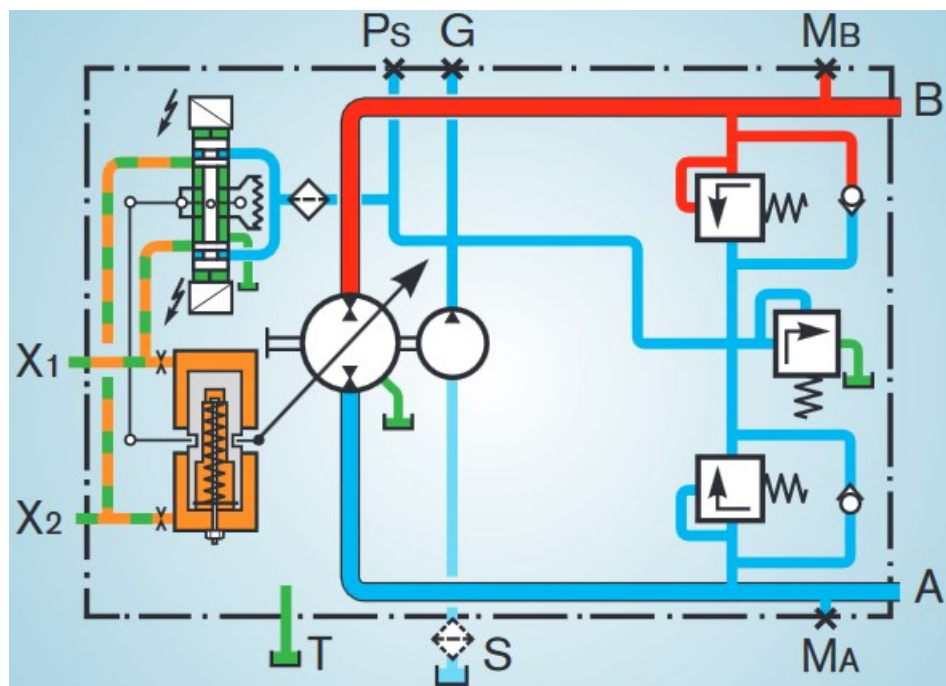
P – Konektor pro magnety bez supresorové diody (přepět'ová ochrana)

S – Speciální verze

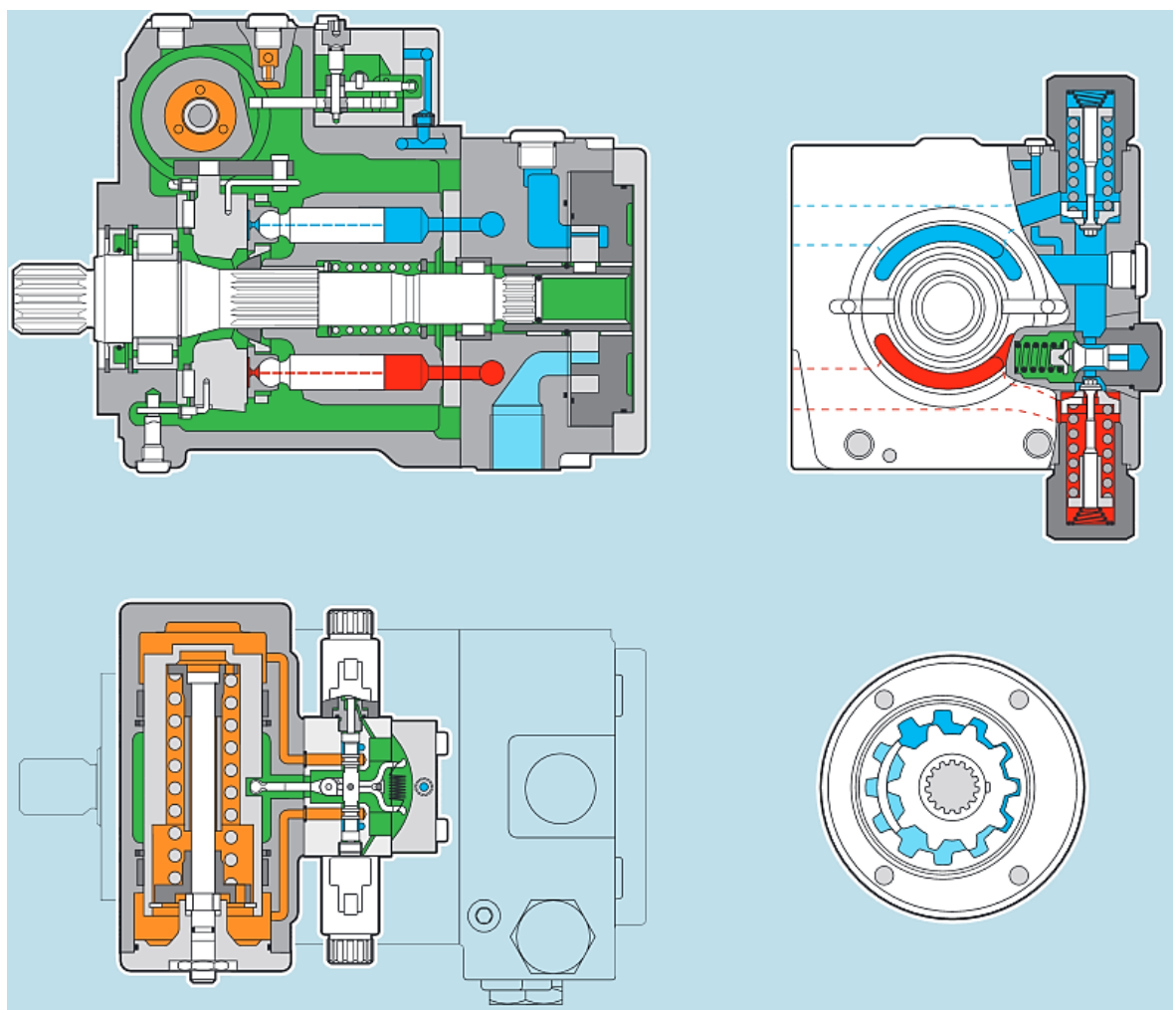
Technické parametry (teoretické) jsou zapsány v tabulce 5

Geometrický objem	regulační HG	$V_{gGmax}$	28	$\text{cm}^3$
	pomocný HG	$V_{gPG}$	6,1	$\text{cm}^3$
Otáčky	maximální	$n_{max}$	4250	$\text{min}^{-1}$
	minimální	$n_{min}$	500	$\text{min}^{-1}$
Objemový průtok ( $n_{max}$ )	regulační HG	$Q_{vmax}$	119	$\text{dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$
Výkon ( $n_{max}$ )	reg. HG ( $\Delta p = 30 \text{ MPa}$ )	$P_{max}$	59	kW
Krouticí moment ( $V_{gmax}$ )	reg. HG ( $\Delta p = 30 \text{ MPa}$ )	$M_{Gmax}$	134	Nm
Moment setr. (v ose hřídele)		J	0,0017	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$
Hmotnost (hrubá)		m	25	kg

Tab. 5 Parametry hydrogenerátoru A10VG



Obr. 3.1 – Schématické zobrazení funkce hydrogenerátoru A10VG/ EP



Obr. 3.2 – Řez hydrogenerátorem A10VG/EP

### 3.2 Axiální pístový hydromotor Bosch Rexroth typ A6VM

Jedná se o regulační hydromotor s nakloněným blokem.

Katalogové číslo použitého prvku: **A6VM28HA1R2/63W – VZB020**

28 – Maximální geometrický objem převodníku  $V_{gMmax} = 28 \text{ cm}^3$

HA1 – Automatické vysokotlaká regulace, při minimální zvýšení tlaku  $\Delta p \leq 10 \text{ bar}$

R2 – Elektrické ovládání  $U = 24 \text{ V}$

63 – 6. série, index 3

W – obousměrná rotace hydromotoru

V – Těsnící materiál: FKM (fluoroelastomer)

Z – Hnací hřídel: Drážkovaný hřídel DIN 5480

B – Montážní příruba: ISO 3019-2, 4 otvory

020 – Vstupní portová deska pro pracovní linku, vstupy SAE A a B, boční, protilehlé

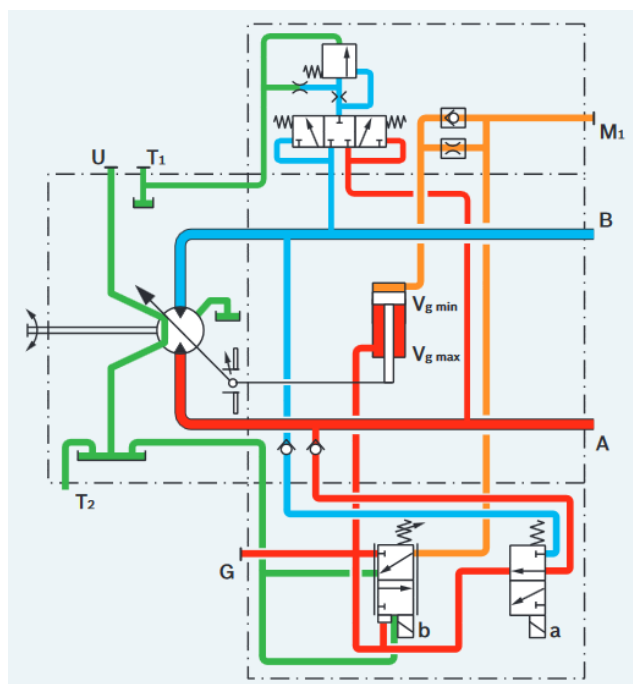
Tabulka technických hodnot (bez zahrnutí objemové a mechanicko-tlakové účinnosti):

Geometrický objem	maximální	$V_{gMmax}$	28,1	$\text{cm}^3$
	nulový	$V_{gM0}$	0	$\text{cm}^3$
	minimální přípustný	$V_{gMmin}$	18	$\text{cm}^3$
Otáčky	pro $V_{gMmax}$	$n_{nom}$	5550	$\text{min}^{-1}$
	pro $V_g < V_{gMx}$	$n_{max}$	8750	$\text{min}^{-1}$
	pro $V_{gM0}$	$n_{min}$	10450	$\text{min}^{-1}$
Objemový průtok	pro $V_{gMmax}$	$Q_{vmax}$	156	$\text{dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$
Krouticí moment	pro $V_{gMmax}$ a $\Delta p = 40 \text{ MPa}$	T	179	Nm
	pro $V_{gMmax}$ a $\Delta p = 35 \text{ MPa}$	T	157	Nm
Moment setrvačnosti		J	0,0014	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$
Hmotnost (hrubá)		m	16	kg

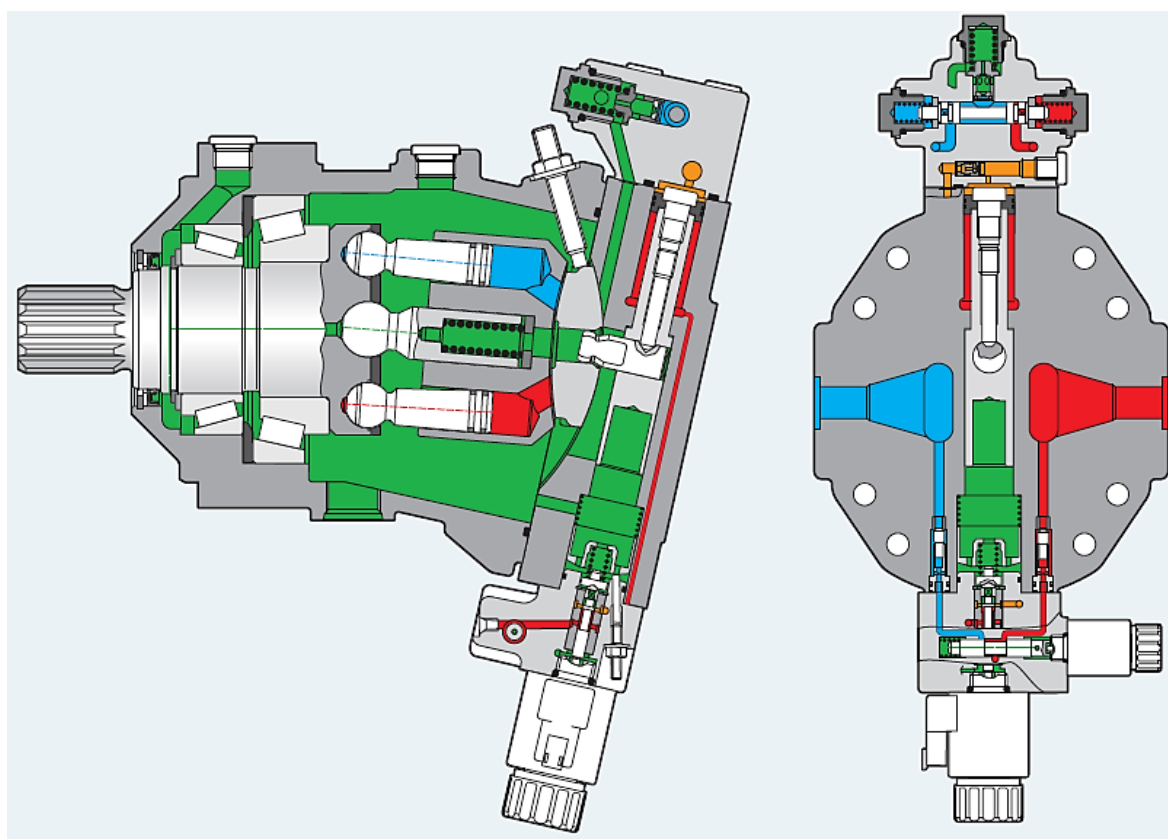
Tabulka 6 Technická data hydromotoru A6VM

Tento typ rotačního hydromotoru má automatické řízení, závislé na vysokém tlaku (HA). Tzn., blok s písty se naklápí v závislosti na tlaku hydraulické kapaliny a tím dochází ke změně geometrického objemu převodníku. Na obr. 3.4 je tento hydromotor zobrazen v řezu, se schématem řízení. U minimálního geometrického objemu hydromotoru jsou otáčky  $n$  maximální a krouticí moment  $M$  minimální. Geometrický objem je regulován (mezi  $V_{gMmin}$  a  $V_{gMmax}$ ) v závislosti na zatížení. Pro tento převodník je možné nastavit pojistný tlakový ventil v rozmezí:  $\Delta p = 8 \text{ až } 35 \text{ MPa}$ . Princip řízení a zobrazení jednotlivých částí hydr. obvodu hydromotoru je zobrazen na obr. 3.3. Regulační charakteristika zobrazena na obr. 3.5.

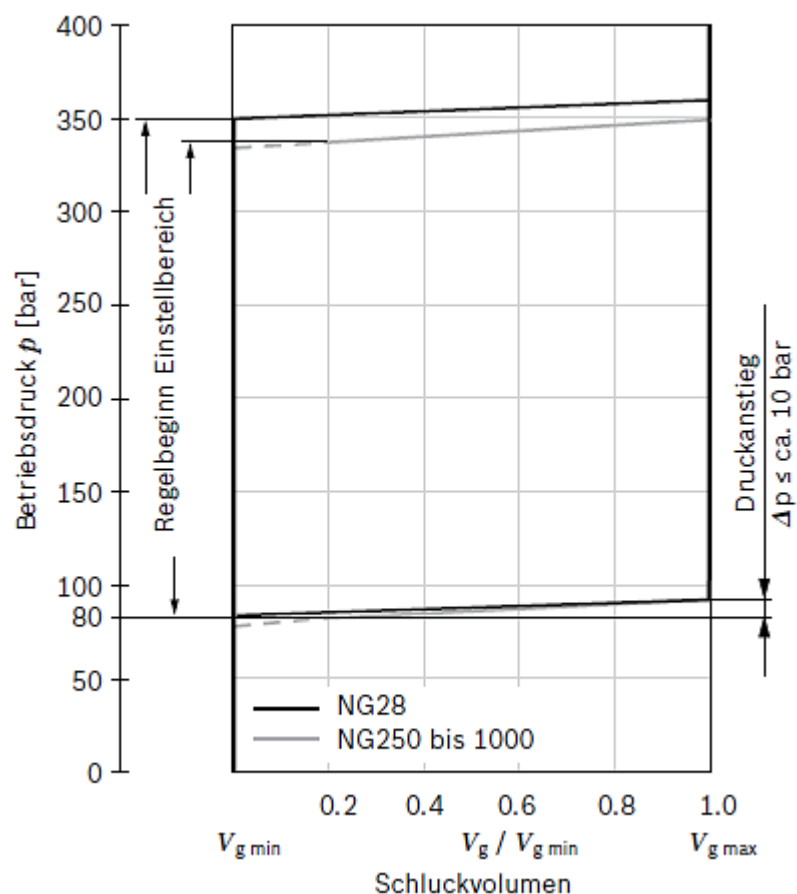




Obr. 3.3 Schématické zobrazení funkce a prvků hydromotoru A6VM/HA1R [4]



Obr. 3.4 Řez hydromotorem A6VM – řízení HA1R [4]



Obr. 3.5 Regulační charakteristika hydromotoru A6VM – HA1 [4]

### 3.3 Neregulační zubový hydrogenerátor Caproni 10C4.2X053G

Jedná se o zubový hydrogenerátor s vnějším ozubením.

Geometrický objem	neregulační HG	$V_g$	4,2	$\text{cm}^3$
Otáčky	maximální	$n_{\max}$	3500	$\text{min}^{-1}$
	jmenovité	$n_j$	1500	$\text{min}^{-1}$
Objemový průtok	maximální ( $n_{\max}$ )	$q_{v\max}$	13,82	$\text{dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$
	jmenovitý ( $n_j$ )	$q_{vj}$	5,92	$\text{dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$
Tlak	jmenovitý	$p_j$	25	MPa
Hmotnost (hrubá)		$m$	1,5	kg

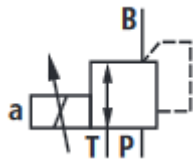
Tab. 7 Parametry neregulačního zubového hydrogenerátoru (pomocného) [4]

### 3.4 Proporcionální třicestný redukční ventil Bosch Rexroth, typ: 3DREP

Katalogové číslo použitého prvku: 3DREPE 6 B-21-25EG24N9K31/A1M

E – s integrovanou řídicí elektronikou

6 – velikost



B – symbol:

21 – výrobní série komponentu

25 – tlakový stupeň 2,5 MPa

E – proporcionální elektromagnet s odnímatelnou cívkou

G24 – přímé napájecí napětí +24 V

N9 – skryté ruční ovládání

K31 – bez propojovacích konektorů, s konektorem snímání DIN EN 175 301-804

A1 – ovládací napětí  $\pm 10$  V

M – těsnicí materiál NBR

### 3.5 Elektromotor hlavního hydrogenerátoru

K pohonu hlavního hydrogenerátoru je použit třífázový elektromotor značky Siemens.

Označení motoru: 1LA7130-4AA66

Parametry: výkon  $P_{EM} = 5,5 \text{ kW}$ , otáčky  $n_{EM} = 1455 \text{ min}^{-1}$ .

### 3.6 Elektromotor pomocného hydrogenerátoru

K pohonu pomocného hydrogenerátoru (ovládání brzdy) je použit třífázový elektromotor značky A-C Motoren GmbH.

Označení motoru: FCA 80A – 4

Parametry: výkon  $P_{EM} = 0,55 \text{ kW}$ , otáčky  $n_{EM} = 1400 \text{ min}^{-1}$

### 3.7 Zpětný filtr

Na nádrž byl umístěn zpětný filtr Bosch Rexroth, s filtrační vložkou dle normy DIN 24550. Filtr je vybaven obtokovým „by pass“ ventilem, který se otevírá při zvýšení tlakového spádu na  $\Delta p = 3,5 \cdot 10^5 \text{ Pa}$ .

Katalogové číslo použitého prvku: 10TE N 0100 – P10 A00–M –M–R5

### 3.8 Hydraulické schéma

Kompletní hydraulické schéma je součástí práce jako příloha A.

#### 4 Návrh plynulého zatěžování hydromotoru (simulace zátěže)

Jako simulaci plynulé zátěže bylo navrženo umístění brzdy na výstupní hřídel hydromotoru. Brzdy slouží ke snižování rychlosti nebo k zastavení pohybu těles, také mohou zajišťovat jejich klidovou polohu. Při činnosti brzd se snižuje pohybová energie posuvných i rotačních hmot a mění se v tepelnou energii.

Podle způsobu dosažení brzdového účinku jsou brzdy:

- Mechanické: Účinek je dosažen silovým stykem, tzn. smykovým třením (proudové využívají vnitřního tření tekutin).
- Elektrické: Využívají vzájemného působení elektromagnetických polí mezi statorem a rotorem brzdy

Brzdy mají pro provoz strojů a zařízení velký význam. Na jejich spolehlivosti závisí bezpečnost provozu tj. zabránění nehodám, úrazům, škodám na majetku i zdraví.

Brzdy se používají ke snížení rychlosti nebo k zastavení pohybu břemene, pojižděcího ústrojí, kladkostrojů, jeřábů, výtahů, u kolejových, silničních vozidel a letadel. Dále se používají u měřicích zařízení (stolic), kdy se brzděním prošetřuje průběh krouticích momentů (měření výkonu motorů), i u dalších běžných a speciálních strojů a zařízení (např. u obráběcích strojů, u textilních strojů aj.).

*Hřídelové brzdy* mají, u rotujících hřídelů a s nimi spojených strojních součástí, omezit, zcela zastavit rotaci, popř. udržet v klidu, nebo zatěžovat hnací stroje brzdícím momentem. [6, 7]

##### Rozdělení brzd [6, 7]

- Mechanické
  - 1. radiální
    - a. čelistové (vnitřní, vnější)
    - b. pásové (vnitřní, vnější)
    - c. špalíkové
  - 2. axiální
    - a. lamelové (čelní, třmenové)
    - b. kotoučové (čelní, třmenové)
    - c. kuželové
- Elektrické
  - 1. motorové
    - a. odporové
    - b. protiproudové
  - 2. indukční
    - a. asynchronní
    - b. vířivé
- Hydrodynamické (vířivé)

V návrhu uzavřeného hydrostatického obvodu bude použita kotoučová brzda a to z důvodu vysokého brzdného účinku a velké četnosti použití. Následující část se bude zabývat popisem pouze tohoto typu brzd.

#### 4.1 Kotoučová brzda

Výhody kotoučové brzdy:

- Stabilita brzdného účinku i při dlouhodobém používání
- Jednoduchá údržba
- Neseřizují se žádné vůle
- Brzdný účinek se nemění s postupným opotřebením
- Otevřená brzda – dobře odvádí teplo

Nevýhody kotoučové brzdy:

- Potřeba velké ovládací síly
- Vyšší ohřátí okolí
- Z důvodu bezpečnosti nutné použít kryty

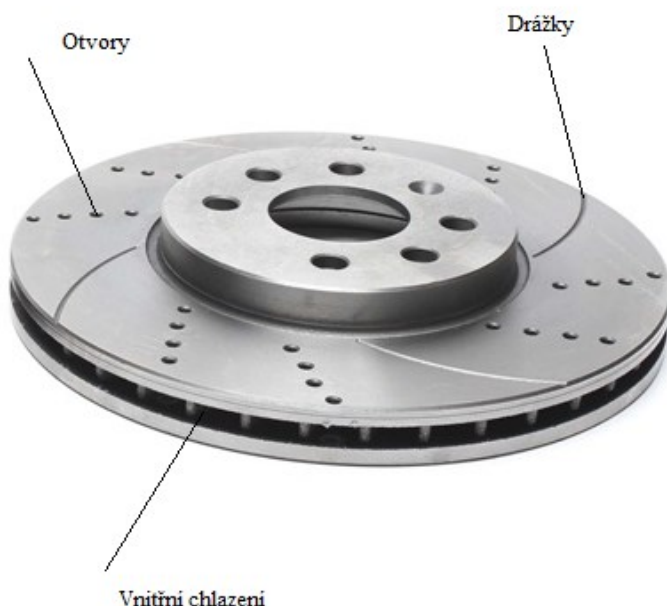
Při brzdění, hydraulické písty (umístěné v brzdovém třmenu), působí tlakem od brzdové kapaliny na brzdové destičky, které oboustranně působí silou na brzdový kotouč a snaží se jej vlivem zvýšeného tření zastavit. Konstrukční provedení kotoučových brzd se liší pouze konstrukcí třmenu. Mezi základní typy patří tyto druhy:

- Pevný třmen
- Plovoucí (volný třmen)
- Výkyvný třmen

U pevného třmenu jsou hydraulické písty uspořádány proti sobě (z obou stran kotouče) a těleso třmenu je nepohyblivé. Kotoučová brzda s volným třmenem má hydraulický píst (písty) pouze na jedné straně třmenu, těleso třmene je nepohyblivé pouze ve směru osy hydraulického pístu. Ovládací síla třecí brzdové destičky je totožná se silou, která působí od druhé brzdové destičky opačné straně kotouče, jelikož se jedná o její reakci. Výkyvný třmen se liší od ostatních tím, že má pohyblivé (posuvné) uložení v rámu (s vedením).

Brzdový kotouč má ve většině případů talířovitý tvar, vyrábí se z temperované litiny, oceli na odlitky, z kompozitních materiálů (keramika), nebo z karbonu. Ve zvláštním případě je součástí brzdového kotouče bubnová brzda, které slouží jako mechanická (parkovací). U kotoučů se může vyskytovat vnitřní chlazení (dutý kotouč), jedná se o radiálně uspořádané vzduchové lopatky tak, aby vznikl ventilační efekt. Na třecí ploše kotouče mohou být umístěny drážky a otvory. Drážky mají stanovenou hloubku a slouží

k vizuální identifikaci opotřebení. Další jejich příznivá vlastnost je ta, že zlepšují samočisticí schopnost, urychlují záběh brzdového obložení destiček a při extrémním brzdění (teplota brzdového kotouče  $T_C > 800\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) odvádějí plyny, vznikající mezi kotoučem a obložením. Otvory umístěné na funkční ploše napomáhají s chlazením po brzdění. Na obr. 4.1 je zobrazen příklad kotouče, který má výše uvedené vlastnosti. [6, 7]



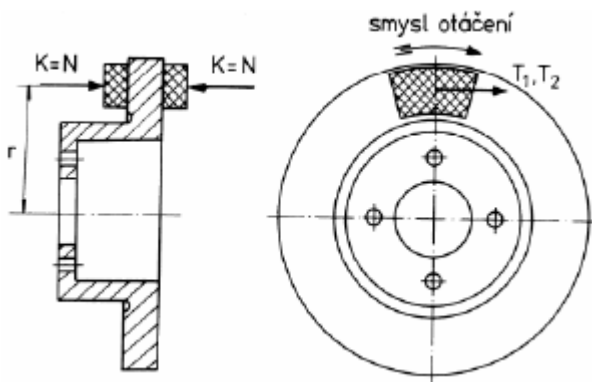
Obr. 4.1 Brzdový kotouč [8]

#### 4.2 Výpočet třecího momentu kotoučové brzdy:

Během brzdění jsou na boky rotačního kotouče přitlačovány třecí plochy brzdových destiček tlakem, který působí na píst v brzdovém třmenu. Z brzdného momentu (je známý maximální moment hydromotoru) je možné přibližně vypočítat rameno brzdného momentu a dle něj určit velikost brzdového kotouče, který se bude moct použít.

Pro třecí brzdný moment  $M_B$ , viz obr. 4.2, platí:

$$M_B = (T_1 + T_2) \cdot r = 2 \cdot \mu \cdot N \cdot r \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (4.1)$$



Obr. 4.2 Působení sil a momentů na kotoučové brzdě [6]

Kde:  $r$  – rameno brzd. momentu (vzdálenost od osy rotace ke středu brzd. desky)

$K$  – ovládací síla, jejíž velikost je rovna normálové síle obložení  $N$

$T_{l,2}$  – třecí síly (stejné velikosti) působící z každé strany kotouče

$$\Rightarrow T_{1,2} = T_i = N \cdot \mu [N] \quad (4.2)$$

$\mu$  – koef. tření (= poměr třecí  $T$  a normálové síly  $N$ , mezi kotouč. a deskou)

Výpočet potřebného ramene brzdného momentu:

Maximální dosažitelný moment hydromotoru:

$$M_B \geq M_{Mmax}$$

$$M_{Mmax} = \frac{V_{gMmax} \cdot \Delta p_{max} \cdot \eta_{Mmp}}{2 \cdot \pi} = \frac{28,1 \cdot 10^{-6} \cdot 3\,000\,000 \cdot 0,94}{2 \cdot \pi}$$

$$M_{Mmax} = M_B = 126,1 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (4.3)$$

Síla z brzdného tlaku:

Maximální brzdný tlak zvolen:  $p_{bmax} = 1 \text{ MPa}$

Průměr brzdového pístu zvolen:  $d_{BP} = 41 \text{ mm}$

$$p = \frac{N}{S} \Rightarrow N = p_{bmax} \cdot S_P = 1\,000\,000 \cdot \frac{\pi \cdot 0,041^2}{4} = 1320 \text{ N} \quad (4.4)$$

Z rovnice (4.1):

$$r = \frac{M_B}{2 \cdot \mu \cdot N} = \frac{126,1}{2 \cdot 0,5 \cdot 1320} = 0,096 \text{ m} = 96 \text{ mm} \quad (4.5)$$

Je zvolena hodnota koeficientu tření mezi povrchy:  $\mu = 0,5$

Hodnota koeficientu suchého tření mezi brzdovým kotoučem a destičkami se v praxi pohybuje v rozmezí  $\mu = 0,45$  až  $0,55$  (dohledáno z katalogu výrobců brzd. kotoučů a destiček GOLD FREN s.r.o.). [10]

Z vypočtené hodnoty ramene brzdného momentu  $r = 96 \text{ mm}$ , byla dopočítána velikost brzdového kotouče dle rovnice 4.6, kde bylo zapotřebí zvolit výšku brzdové destičky. Výška brzdové destičky byla odhadem zvolena  $x_d = 70 \text{ mm}$ .

Minimální průměr kotouče je:

$$D_{BK} = 2 \cdot \left( r + \frac{x_d}{2} \right) = 2 \cdot \left( 96 + \frac{60}{2} \right) = 252 \text{ mm} \quad (4.6)$$

### 4.3 Volba kotoučové brzdy

Volím použít brzdovou sadu z přední nápravy osobního automobilu Škoda Octavia druhé generace. Jedná se o brzdový třmen s jedním pístem průměru  $d_{BP} = 41 \text{ mm}$  a brzdový kotouč o průměru  $D_{BK} = 288 \text{ mm}$  a šířce  $s_{bk} = 25 \text{ mm}$ .

## **5 Uvedení zařízení do provozu, ověření funkceschopnosti měřením výstupních parametrů**

### **5.1 Uvedení zařízení do provozu**

V rámci návrhu této práce, bylo provedeno dokoňpletování obvodu. Tzn. upevnění všech částí obvodu k rámu a propojení prvků hydraulickými hadicemi. Dále byl zadán požadavek na elektrické propojení a zhotovení ovládacího panelu.

Po zhotovení elektroinstalace obvodu byla nádrž naplněna množstvím  $V = 150 \text{ dm}^3$  hydraulického oleje ISO VG 46, HLP. Ještě před spuštěním bylo provedeno zaplnění hydrogenerátorů a hydromotoru hydraulickou kapalinou, aby nedošlo k jejich poškození. Následně byl obvod zkušebně spuštěn, bylo provedeno ruční odvzdušnění brzdy. Po vizuální a sluchové kontrole všech funkcí bylo provedeno měření se záznamem, které je zpracováno v kapitole 6.

### **5.2 Požadavky pro elektro-ovládání**

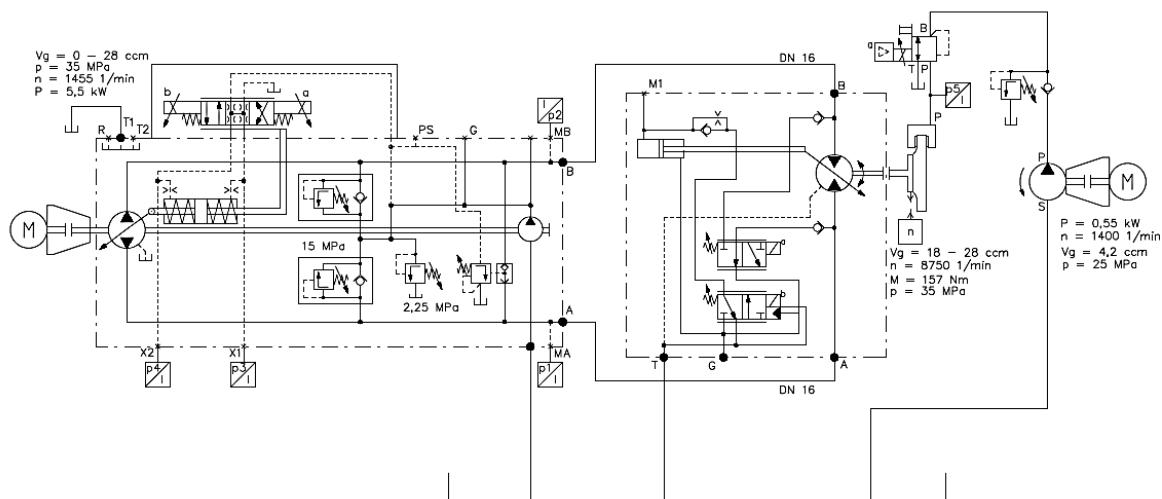
Požadují, aby na ovládacím panelu byly k dispozici tyto prvky:

- Hlavní vypínač, dvoupolohový (funkce 1,0)
- Spínač pro zapnutí hlavního hydrogenerátoru
- Vypínač pro vypnutí hlavního hydrogenerátoru
- Spínač pro zapnutí hydrogenerátoru brzdy
- Vypínač pro vypnutí hydrogenerátoru brzdy
- Přepínač pro ovládání hlavního hydrogenerátoru (změna směru proudění)
- Přepínač pro ovládání naklopení desky hydromotoru ( $V_{gMmin} / V_{gMmax}$ )
- Potenciometr pro řízení změny elektrického napětí, pro ovládání proporcionálního redukčního ventilu (změna tlaku na brzdu)
- Displej pro zobrazení hodnoty elektrického napětí měněného potenciometrem
- Potenciometr pro řízení změny elektrického proudu, pro ovládání naklopení desky hydrogenerátoru
- Displej pro zobrazení hodnoty elektrického proudu měněného potenciometrem

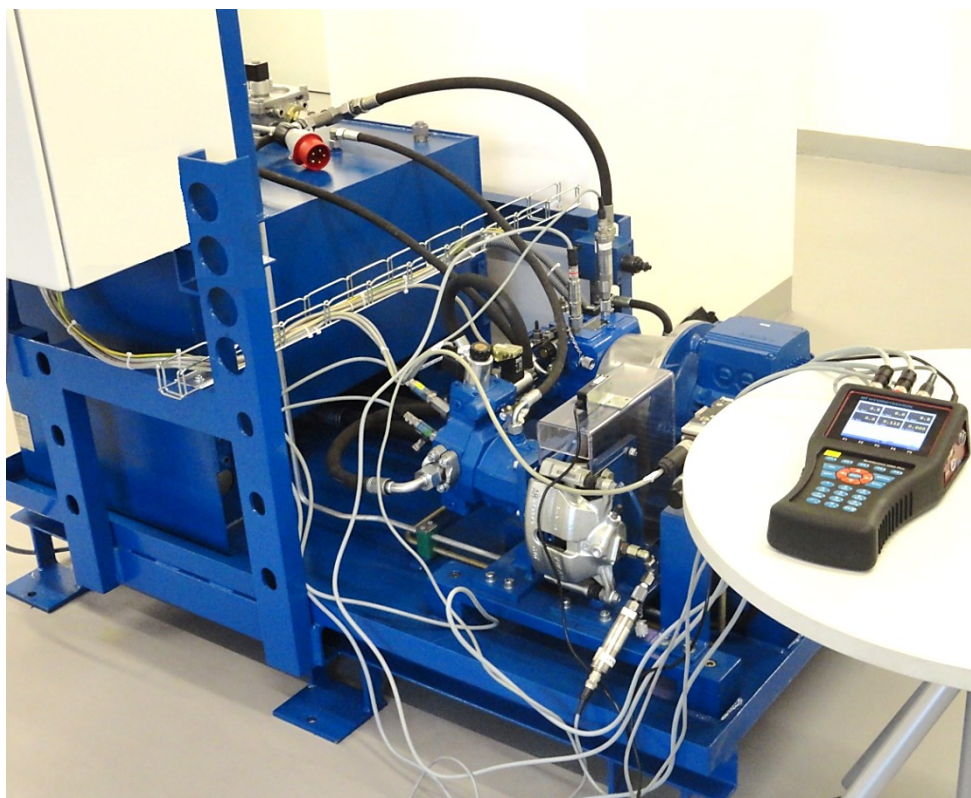


### 5.3 Specifikace měřicích míst

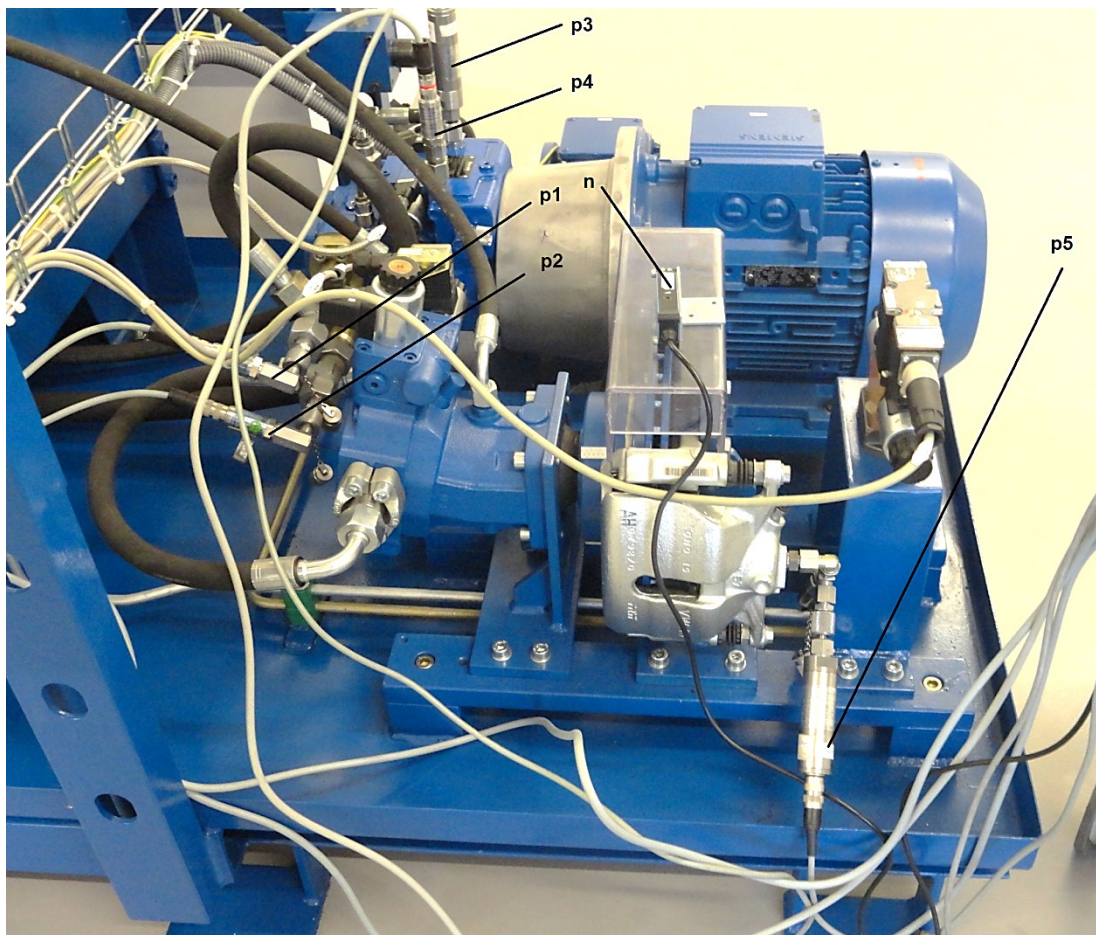
Ve zjednodušeném hydraulickém schématu obvodu (obr. 5.1) je viditelné rozmístění tlakových senzorů do míst, která jsou pro měření určená. Na obrázcích zkompletovaného demonstračního obvodu (obr. 5.2; 5.3) je zobrazeno, kde se měřicí místa nacházejí ve skutečnosti.



Obr. 5.1 Zobrazení měřicích míst ve zjednodušeném schématu



Obr. 5.2 Pohled na celé zařízení



Obr. 5.3 Umístění snímačů na obvodu

#### 5.4 Specifikace měřicího přístroje Hydrotechnik MS 5060 +

Pro zobrazení hodnot měřených veličin a sběr dat bylo využito přístroje Hydrotechnik Multi-System 5060 plus. Toto zařízení bylo zvoleno z toho důvodu, aby všechny veličiny mohly být porovnány na společné časové ose. Starší měřicí zařízení (MS 5050), má malý počet analogových vstupů, tudíž by bylo nemožné použít pouze jednoho měřicího přístroje.

Měřicí vstupy:

Má šest šesti-pinových vstupních kanálů pro analogový a dva pro frekvenční signál.

Vstupní veličiny mohou být: napěťové -  $0/1/2 \div 10 \text{ V}$ ;  $0,5 \div 4,5 \text{ V}$ ;  $\pm 10 \text{ V}$

proudové -  $0/4 \div 20 \text{ mA}$

Rychlost snímání:

na měřicím přístroji byl nastaven vzorkovací interval  $t = 20 \text{ ms}$

chyba měření: Pro analogový signál:  $\pm 0,15 \%$

Napájení:

interní:  $14,4 \text{ V}$  z NiCd akumulátoru

externí: primární –  $230 \text{ V}$  ze sítě, sekundární –  $24 \text{ V}$  z externího zdroje napětí

Provozní prostředí:

provozní teplota: -10 až 50 °C

relativní vlhkost: < 80 %

### 5.5 Specifikace použitých snímačů

Bylo použito snímačů značky Hydrotechnik, které pracují na piezo-rezistivním principu. Snímače existují pro různá tlaková rozmezí. K měření byly použity snímače zapůjčené od servisních techniků firmy Bosch Rexroth. Na obvodu bylo zvoleno pět odběrných míst, ve kterých budu měřit tlak. Druhy a výstupní signály senzorů jsou popsány níže.

Snímače tlaku:

p1 – Hydrotechnik HySense Pr 100, měřicí rozsah: 0 – 40 MPa

p2 – totožný s p1

p3 – Hydrotechnik HT-PD, měřicí rozsah: 0 – 20 MPa

p4 – Hydrotechnik Pr 15, měřicí rozsah: 0 – 20 MPa

p5 – Hydrotechnik Pr 15, měřicí rozsah: -0,1 – 0,6 MPa

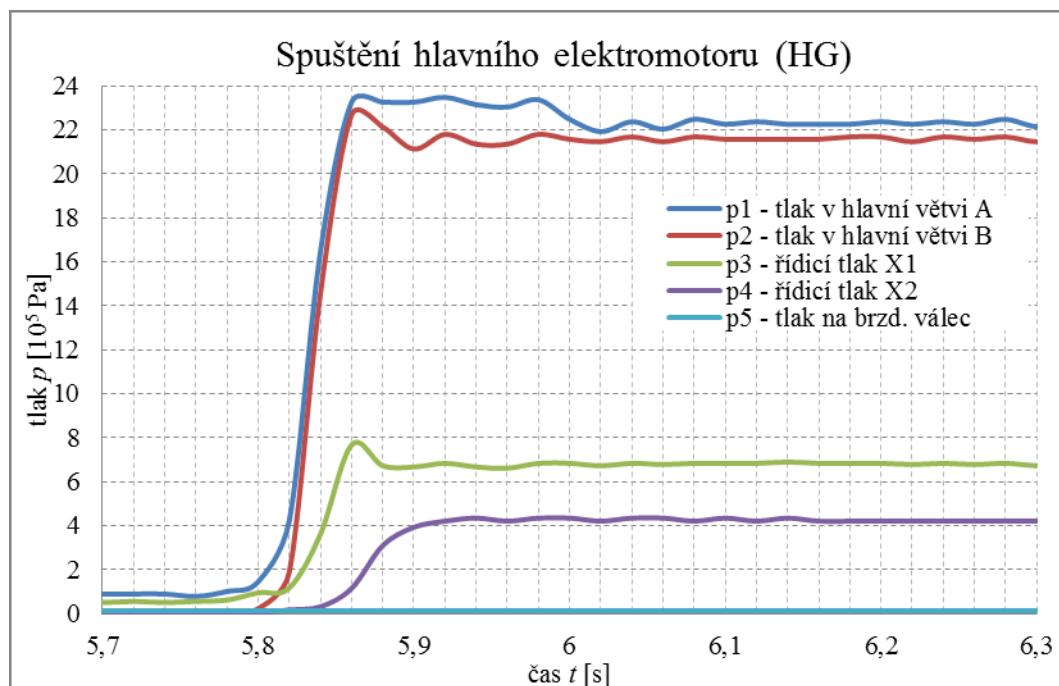
Snímač otáček:

$n_{HM}$  – Bylo použito odrazového snímače. Na náboj pro upevnění brzdového kotouče byly umístěny čtyři odrazky, rozmístěné na obvodu po 90°. Na měřicím zařízení byl tento snímač připojen do frekvenčního vstupu a nastavena referenční hodnota 4.

## 6 Kontrolní měření obvodu

Po sestavení a odstranění všech nedostatků, které během kompletace hydraulického zařízení vznikly, byla ověřena správná funkčnost obvodu. V následujících podkapitolách budou popsána jednotlivá měření, která byla na demonstračním zařízení provedena.

### 6.1 Spuštění hydrogenerátoru



Obr. 6.1 Spuštění elektromotoru

V grafickém zobrazení na obr. 6.1, jsou vidět průběhy tlaků po zapnutí obvodu, tzn. přivedením elektrické energie do hlavního elektromotoru a rozběhu čerpadla s nulovým vyklopením desky. Hydromotor je odlehčený (neotáčí se), tlak  $p_1 = 22,5 \cdot 10^5 \text{ Pa}$ , je nastaven na pojistném ventilu, který je součástí plnicího otevřeného obvodu. Tlakový spád uzavřeného obvodu bez zatížení je:

$$\Delta p = p_1 - p_2 = 22,5 - 21,8 = 0,7 \cdot 10^5 \text{ Pa}. \quad (6.1)$$

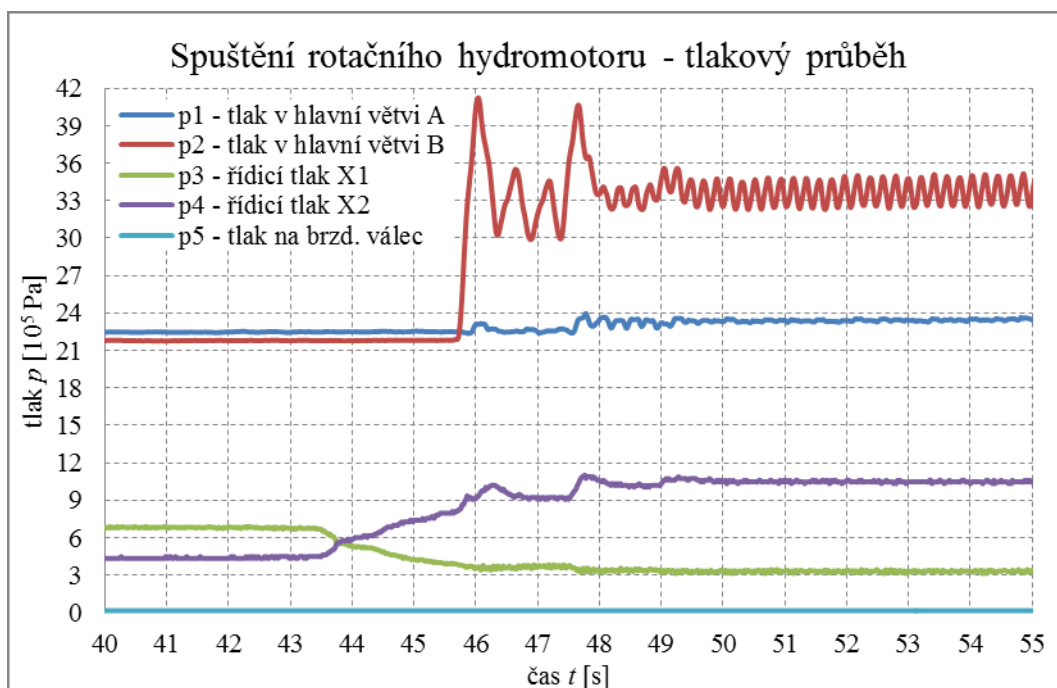
### 6.2 Připojení hydromotoru

Jedním z potenciometrů na elektrorozvodném panelu (regulace elektrického proudu), je ovládáno naklápění desky regulačního hydrogenerátoru. Naklopení desky je řízeno tlakově proporcionálním rozváděčem, který je oboustranně řízený elektrickým proudem (sledování hodnoty tlaku ovládajícího naklopení desky senzory  $p_3$ ,  $p_4$ ).

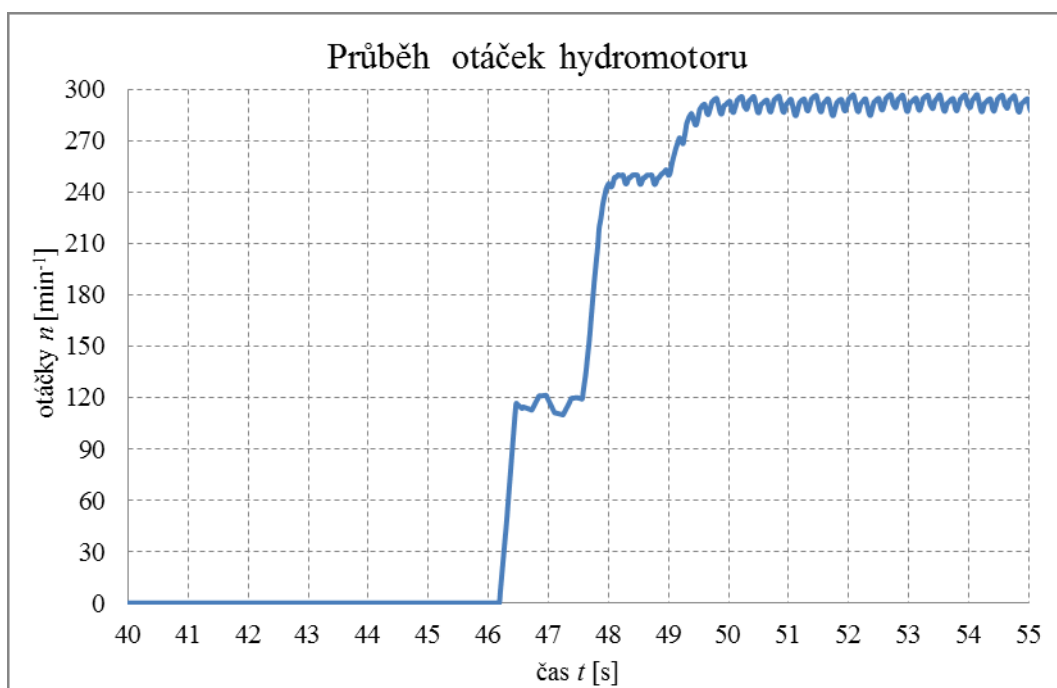
Z grafu 6.2 je viditelné, že řídicí tlak na jednu stranu rozváděče ( $p_4$  – fialová), byl pozvolna navyšován v čase  $t = 43,5 \text{ s}$ . K naklopení desky hydrogenerátoru, došlo až při diferencii řídicích tlaků  $\Delta p = 5 \text{ až } 6 \cdot 10^5 \text{ Pa}$ . Dále z tohoto grafu je viditelné, že došlo k výměně tlakových větví (překmitu). Naklopením desky je v tomto případě tlakována

větev „B“, oproti základnímu spuštění elektromotoru, kdy je mírně vyšší tlak ve větvi „A“ (zhruba o  $0,7 \cdot 10^5$  Pa).

V průběhu otáček (obr. 6.3) je viditelné, že v první fázi pohybu se hydromotor rozběhl na hodnotu  $n = 110 \text{ min}^{-1}$ . Navyšováním ovládacího napětí se jeho otáčky zvýšily.



Obr. 6.2 Uvedení hydromotoru do pohybu

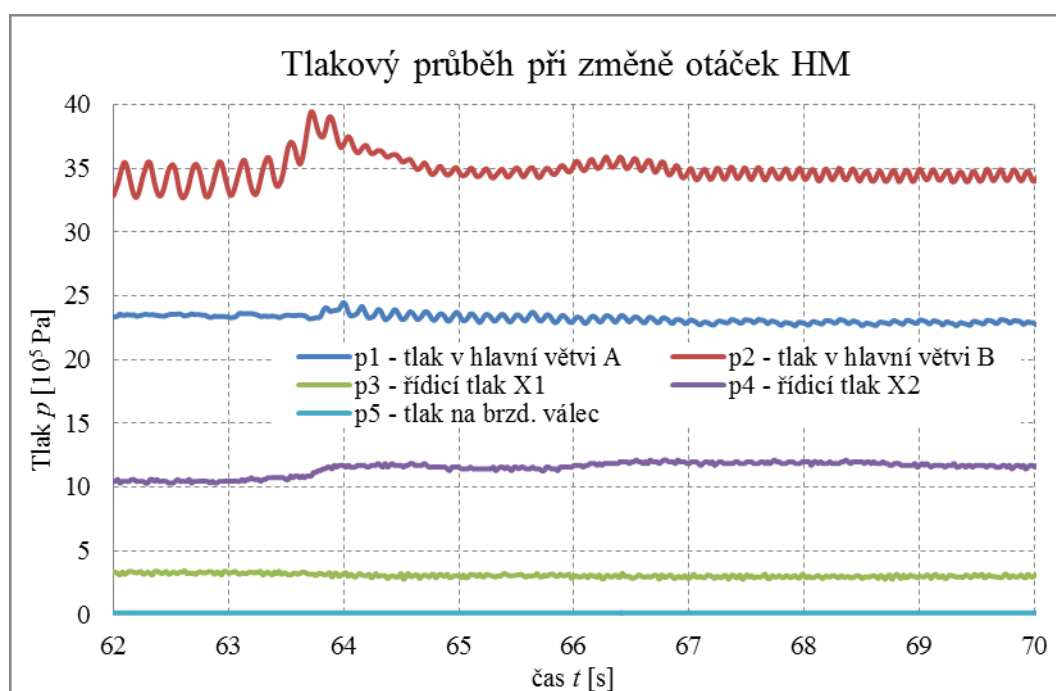


Obr. 6.3 Rozběh hydromotoru – průběh otáček

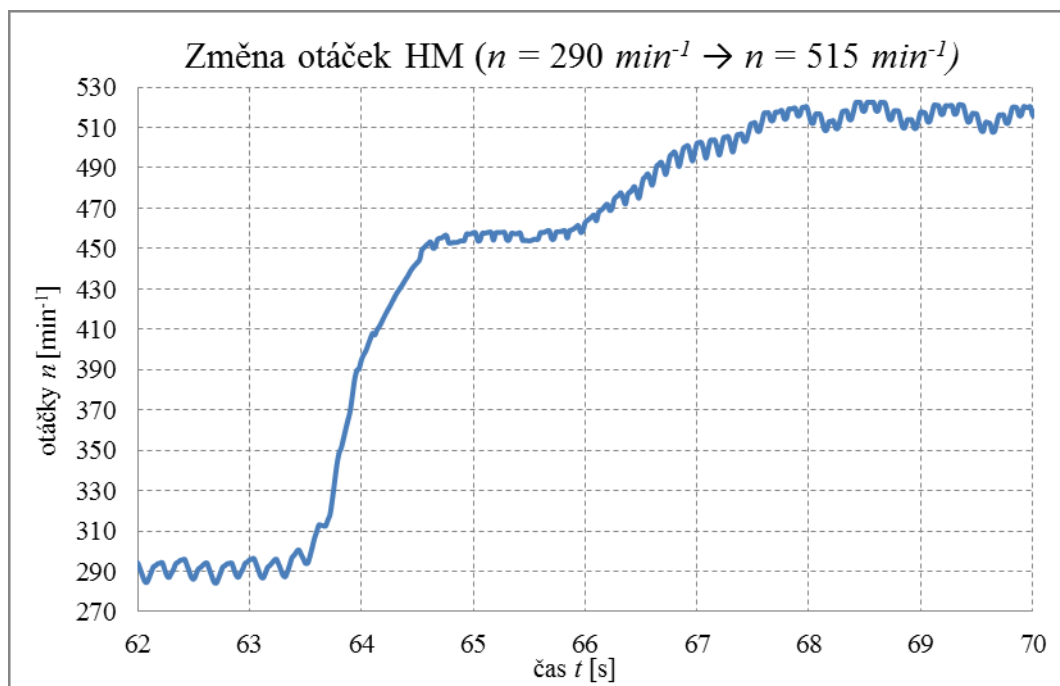


### 6.3 Změna otáček hydromotoru

Zvýšením ovládacího elektrického proudu potenciometrem z elektrorozvodného panelu, je ovládán řídicí, proporcionální rozváděč hydrogenerátoru, který pomocí převodu naklápí regulační desku na jednu, nebo na druhou stranu (dle požadovaného směru průtoku). Hodnota otáček hydromotoru byla sledována na měřicím zařízení a zvyšována z minimálních ustálených otáček  $n = 290 \text{ min}^{-1}$  na hodnotu  $n = 515 \text{ min}^{-1}$ . Změna otáček je patrná z grafického zobrazení na obr. 6.5. Z tlakového průběhu na obr. 6.4 je viditelné, že vlivem změny vyklopení desky hydrogenerátoru došlo ke zvýšení hydraulického výkonu. Vzrostl tlakový spád i objemový průtok ve vysokotlaké větvi obvodu ( $p2$ ). Také je zde vidět, že v tlakovém průběhu změnila frekvence i amplituda kmitání. Požadavkem na přestavení desky bylo realizováno zvýšením řídicího tlaku  $p4$ .



Obr. 6.4 Zvýšení geometrického průtoku hydrogenerátoru

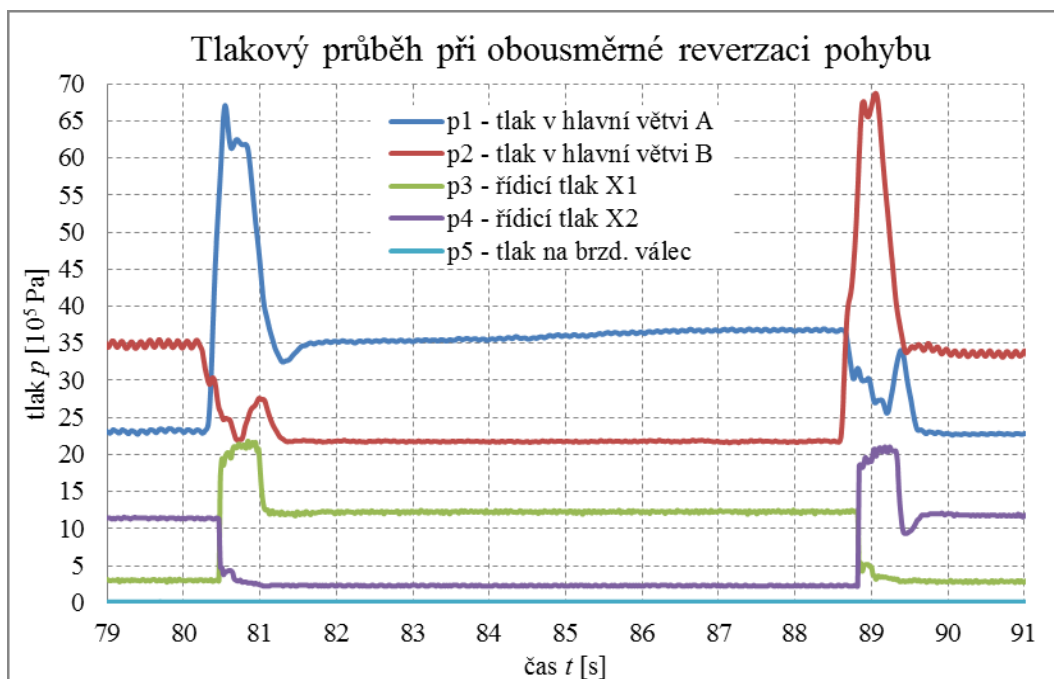


Obr. 6.5 Průběh zvyšování otáček HM (objemového průtoku)

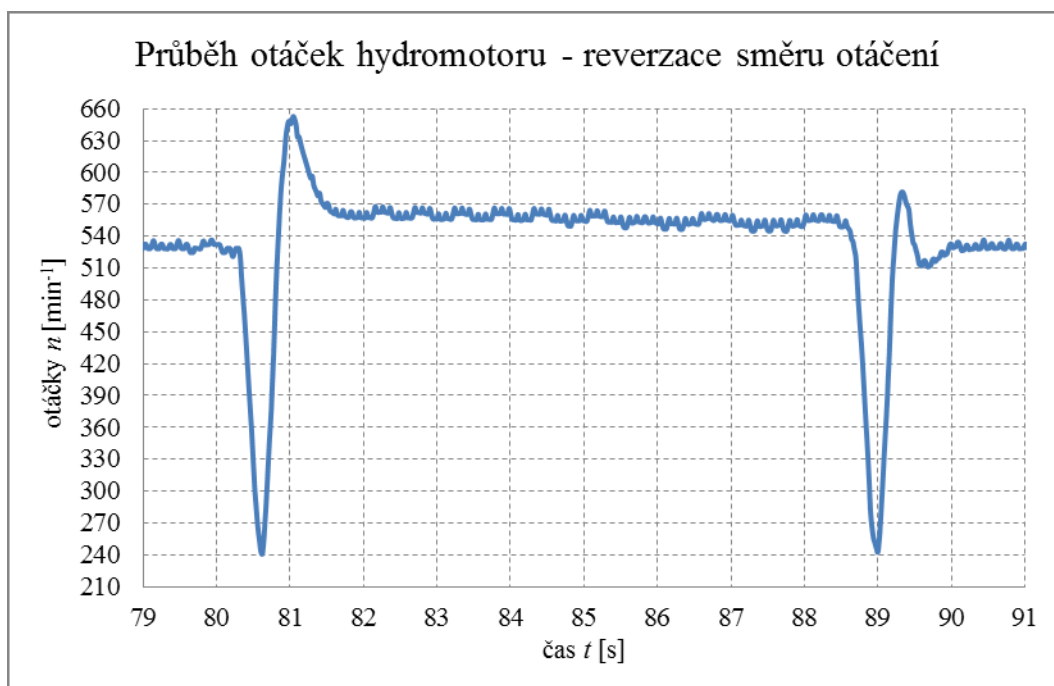
#### 6.4 Reverzace otáček hydromotoru

Při této zkoušce byla ověřena jedna z výhod hydraulických mechanismů, a to okamžitá změnu směru pohybu (otáčení). Okamžitým překlopením desky hydrogenerátoru se ihned vymění vysokotlaká s nízkotlakou větví. Ustálení tlakové špičky, která rychlým překlopením desky vznikla, trvalo přibližně jednu sekundu. Dále je z obrázku 6.6 patrné porovnání obousměrné reverzace pohybu, která byla simulována za sebou, v časovém rozmezí přibližně pěti sekund. Rozdílné frekvence a amplitudy tlaku obou větví obvodu, jsou zapříčiněny nestejným průchodem hydraulické kapaliny přes převodníky.

Řídící tlaky ( $p_3$  a  $p_4$ ) mají při změně směru rotace téměř stejný průběh, z toho lze usoudit, že šoupátko řídicího proporcionálního rozváděče je staticky vyvážené.



Obr. 6.6 Reverzace otáčení



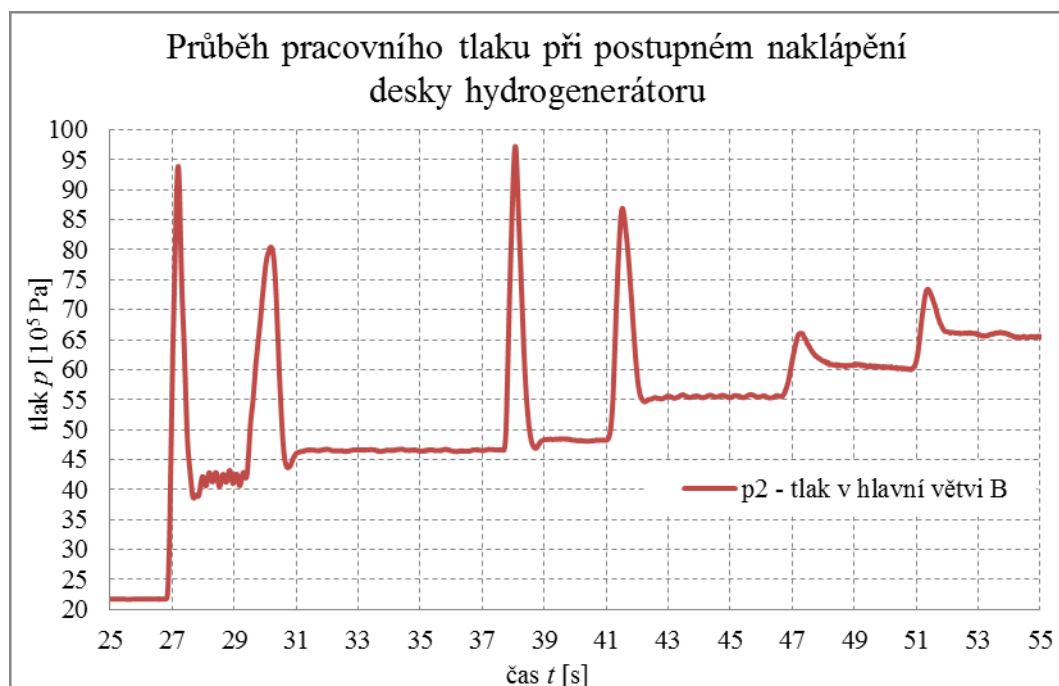
Obr. 6.7 Průběh otáček při reverzaci pohybu

## 6.5 Dosažení maximálních otáček hydromotoru

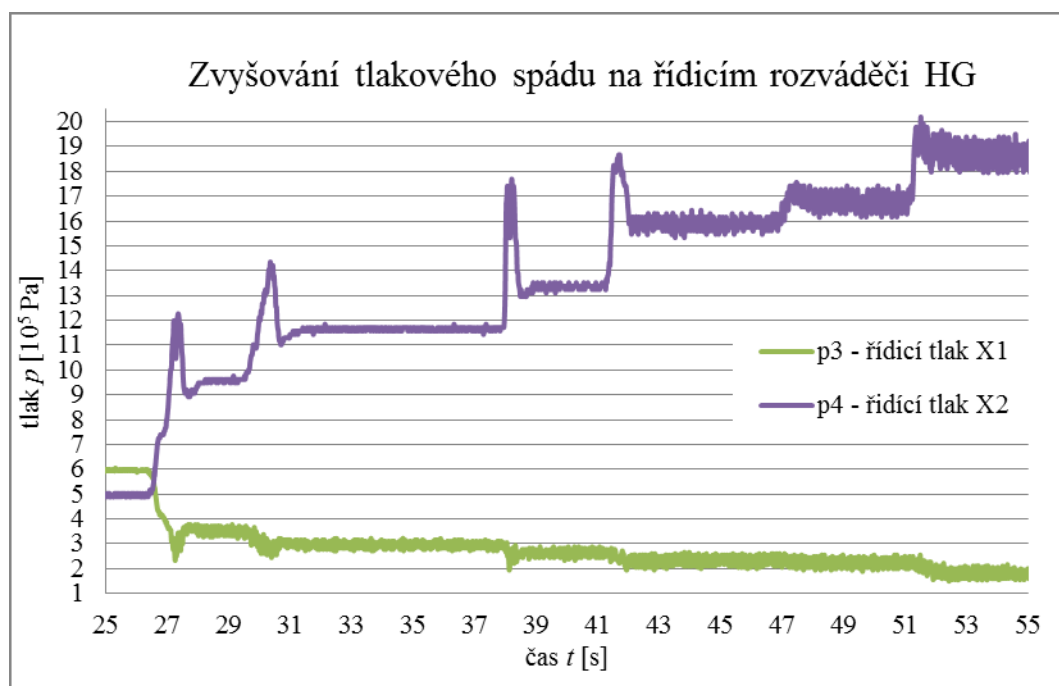
Maximální otáčky hydromotoru je možné dosáhnout pouze tehdy, když bude jeho geometrický objem minimální. Přepínačem byl hydromotor nastaven na  $V_{gMmin}$  („zajíc“). Postupným přidáváním řídicího proudu pomocí potenciometru, byl zvyšován řídicí tlak, jímž bylo řízeno naklápění desky hydromotoru přímočarým hydraulickým motorem. Maximální ustálená hodnota tlaku ve vysokotlaké větvi obvodu (obr. 6.8), dosáhla hodnoty



$p = 66 \cdot 10^5 \text{ Pa}$ . Nejvyšší tlaková špička, při změně sklonu desky hydrogenerátoru, dosáhla hodnoty tlaku  $p = 98 \cdot 10^5 \text{ Pa}$ .



Obr. 6.8 Zvýšení tlaku ve vysokotlaké větvi obvodu

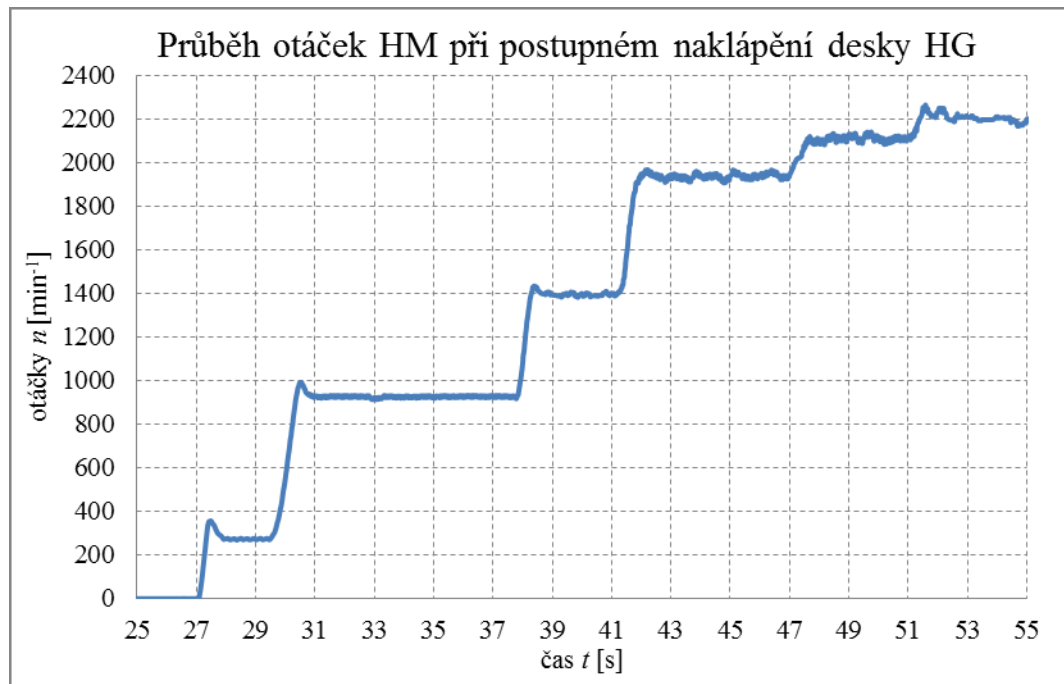


Obr. 6.9 Průběh řídicího tlaku hydrogenerátoru

Zvyšováním tlakového spádu mezi řídicím tlakem  $p3$  a  $p4$  docházelo k postupnému zvětšování vyklopení desky pístového hydrogenerátoru, viz obr. 6.9. Při maximálním vyklopení desky byl tlakový rozdíl mezi těmito tlaky  $\Delta p = 17 \cdot 10^5 \text{ Pa}$ .

Po dodání maximálního objemového průtoku od hydrogenerátoru byla naměřena maximální hodnota otáček přibližně  $n = 2210 \text{ min}^{-1}$ . Aby nemělo toto měření velmi

dlouhou časovou osu, byl elektrický proud, pro řízení naklopení desky hydrogenerátoru, zvyšován poměrně rychle. Z tohoto důvodu jsou v zobrazení na obr. 6.10 viditelné velké skoky mezi jednotlivými hodnotami otáček. Dále je z otáčkového průběhu viditelné, že se zvyšujícími se otáčkami se zvyšoval také rozkmit.



Obr. 6.10 Průběh zvyšování otáček hydromotoru

#### Porovnání teoreticky vypočtených otáček s naměřenými

Výpočet objemového průtoku od hydrogenerátoru:

$$Q_V = V_{gG} \cdot n_{EM} \cdot \eta_{Go} = 28 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{1455}{60} \cdot 0,96 \quad (6.2)$$

$$Q_V = 6,52 \cdot 10^{-4} \frac{m^3}{s} = 39,1 \frac{dm^3}{min}$$

Výpočet otáček hydromotoru:

$$n = \frac{Q_V \cdot \eta_{Mo}}{V_{gXM}} = \frac{6,52 \cdot 10^{-4} \cdot 0,96}{18 \cdot 10^{-6}} = 34,77 s^{-1} = 2086 min^{-1} \quad (6.3)$$

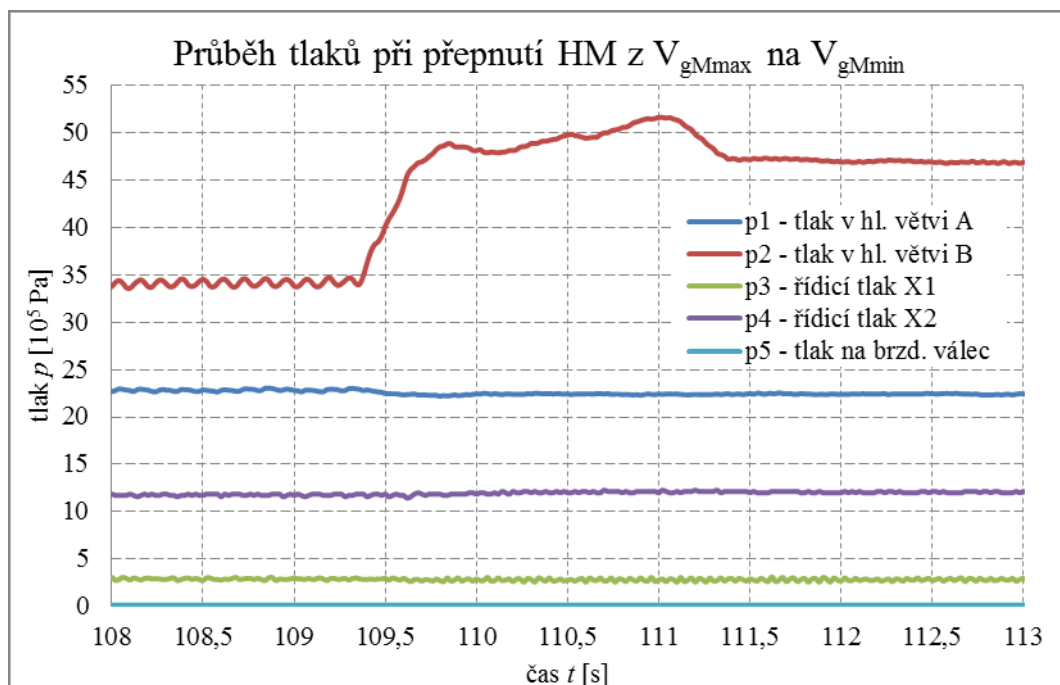
Otáčky vypočtené teoreticky jsou o hodnotu  $\Delta n = 100 min^{-1}$  menší, než otáčky naměřené. Tato chyba může je pravděpodobně způsobena hodnotou objemové účinnosti  $\mu_o$ , která se mění s tlakem. Případně výrobní nepřesností v nastavení minimálního geometrického objemu  $V_{gMmin}$ . Pokud má chyba tento důvod, je minimální nastavený geometrický objem hydromotoru menší než hodnota  $V_{gMmin} = 18 cm^3$ .

## 6.6 Fáze hydromotoru $V_{gMmax} / V_{gMmin}$

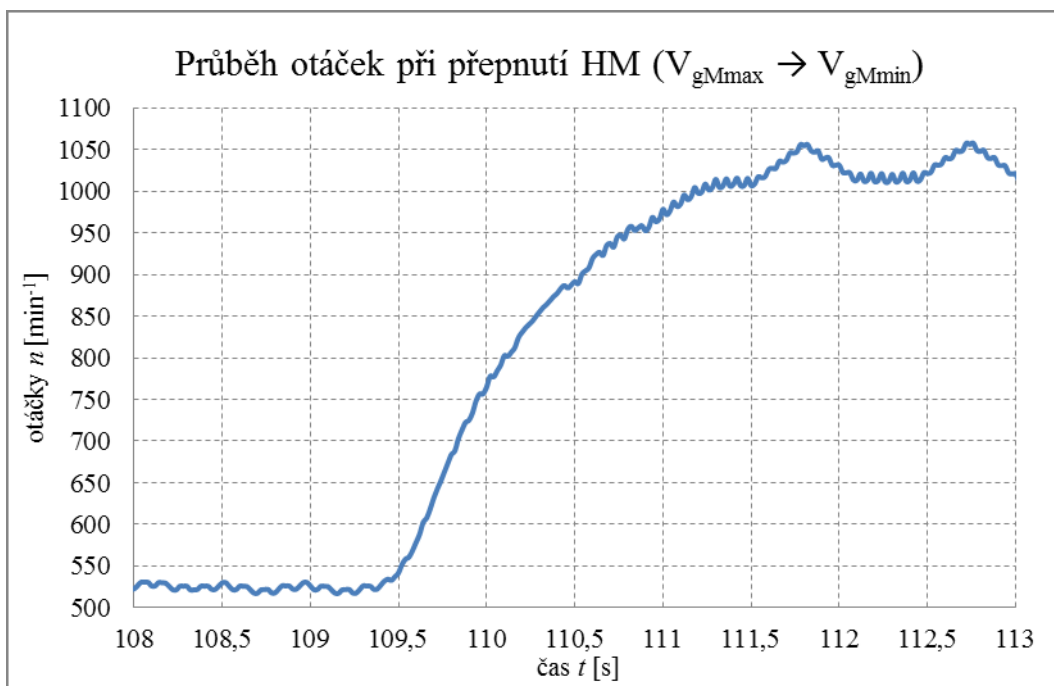
V tomto případě se jedná o změnu geometrického objemu hydromotoru z maximálního („želva“) na minimální („zajíc“). Na hydrogenerátoru nedochází k žádné změně, vyklopení desky zůstává totožné. Na hydromotoru dojde k vyklopení ze základní polohy ( $V_{gMmax}$ ), na hodnotu  $V_{gMmin}$  (minimální nastavené vyklopení desky).

Z obr. 6.9, se hodnota tlaku ve vysokotlaké větvi při přestavení desky hydromotoru, zvýšila z hodnoty  $p_2 = 34 \cdot 10^5 \text{ Pa}$ , na hodnotu  $p_2 = 4710 \cdot 10^5 \text{ Pa}$ . V obou hlavních větvích obvodu také došlo ke snížení tlakových pulzací. Zvětšila se frekvence kmitání a zmenšila se amplituda. Zvýšení tlakového spádu po okamžitém přestavení desky hydromotoru proběhlo velice rychle a to za dobu  $t = 0,05 \text{ s}$ , což je velmi rychlá reakce na zadaný požadavek. K uklidnění průběhu tlaku ve vysokotlaké větvi  $p_2$ , po přestavení desky, došlo přibližně za dobu  $t = 1,5 \text{ s}$ .

Hydrogenerátor dodává konstantní objemový průtok. Je tedy logické, že pokud dojde ke zmenšení geometrického objemu hydromotoru na minimální, musí se zvýšit jeho otáčky na maximální hodnotu, vůči dodanému objemovému průtoku. Z obr. 6.10 je patrné, že otáčky se zvyšují parabolicky. Přepnutím hydromotoru došlo téměř k dvojnásobnému navýšení otáček. Při zatížení hydromotoru se bude v závislosti na otáčkách měnit i krouticí moment.



Obr. 6.9 Tlakový průběh, přepnutí „želva → zajíc“



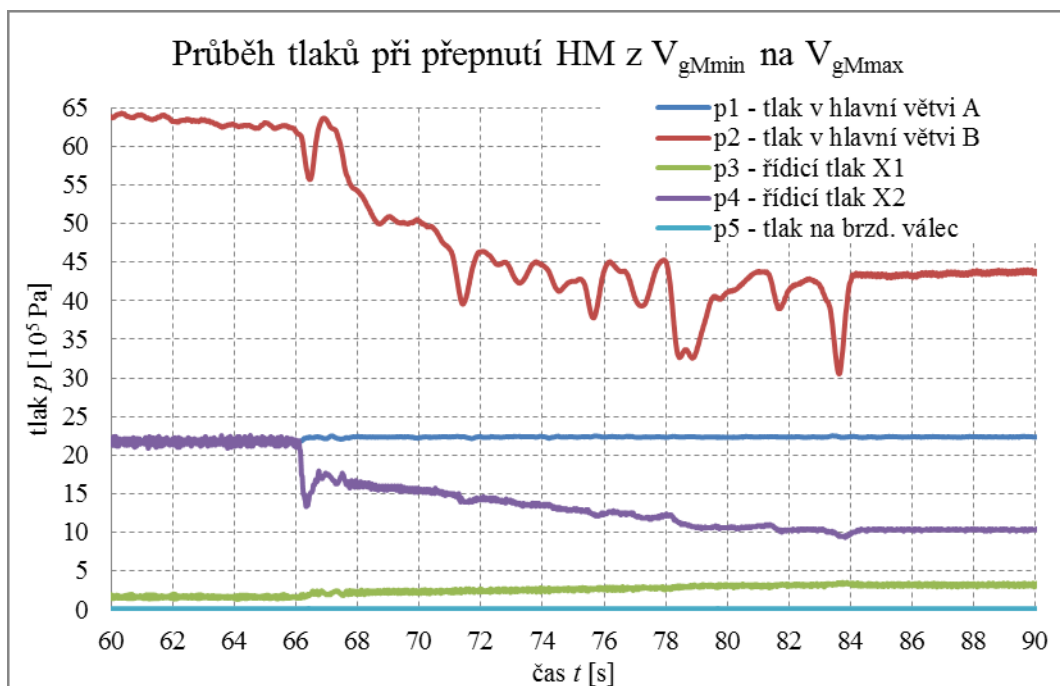
Obr. 6.10 Otáčkový průběh, přepnutí „želva → zajíc“

## 6.7 Fáze hydromotoru $V_{gMmin} / V_{gMmax}$

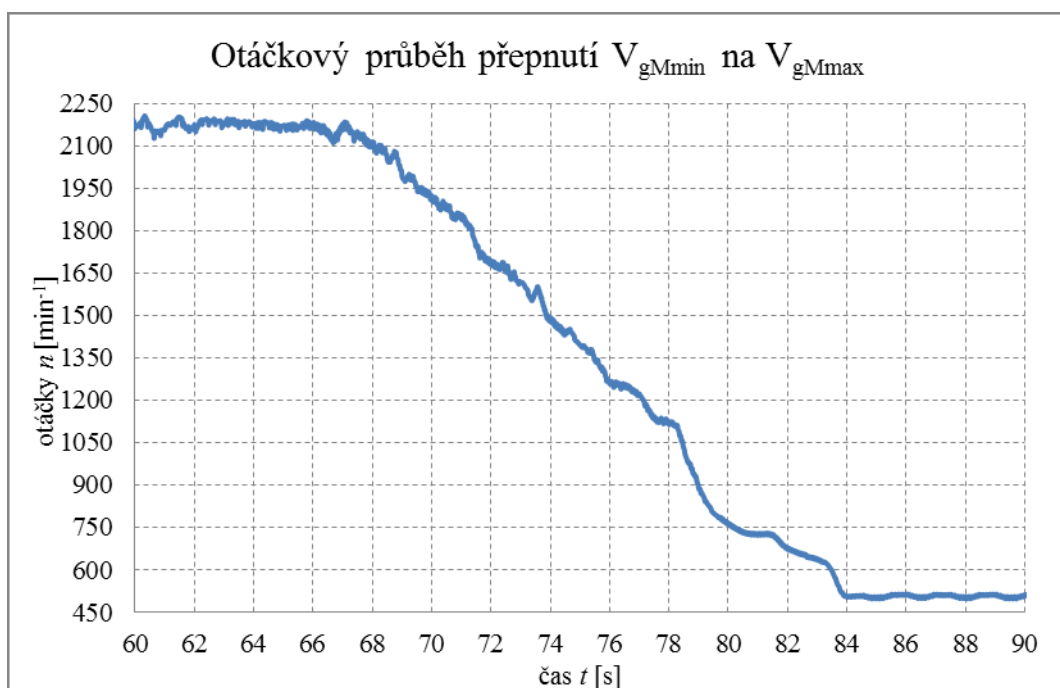
Cílem této zkoušky bylo testování chování hydraulické soustavy při přepnutí geometrického objemu hydromotoru z minimálního na maximální („přepnutí ze zajíce na želvu“). Z maximálních otáček hydromotoru bylo dosaženo otáček minimálních. Kdyby byl hydromotor zatížen, došlo by při snížení otáček ke zvýšení krouticího momentu. Ustálení hodnoty tlaku  $p_2$ , viz obr. 6.11, trvalo dobu  $t = 18\text{ s}$ , což je dvanáctkrát déle, než při opačném přepnutí (kap. 6.6). Ve vysokotlakové větvi došlo po ustálení ke snížení tlakového spádu  $\Delta p = 20 \cdot 10^5\text{ Pa}$  (z  $p = 64 \cdot 10^5\text{ Pa}$  na  $p = 44 \cdot 10^5\text{ Pa}$ .)

Tlakový spád řídicích ustálených tlaků ( $p_3$  a  $p_4$ ) klesl z hodnoty  $\Delta p = 20 \cdot 10^5\text{ Pa}$ , na hodnotu  $\Delta p = 7,1 \cdot 10^5\text{ Pa}$

Z obr. 6.12 je patrný průběh změny otáček hydromotoru. Přestavení desky převodníku bylo okamžité, ale vlivem setrvačnosti trvalo ustálení otáček přibližnou dobu  $t = 16,5\text{ s}$ . Maximální otáčky měřené na hydromotoru s  $V_{gMmin}$  („zajíc“) jsou  $n = 2180\text{ min}^{-1}$  a minimální s  $V_{gMmax}$  („želva“) jsou  $n = 500\text{ min}^{-1}$ .



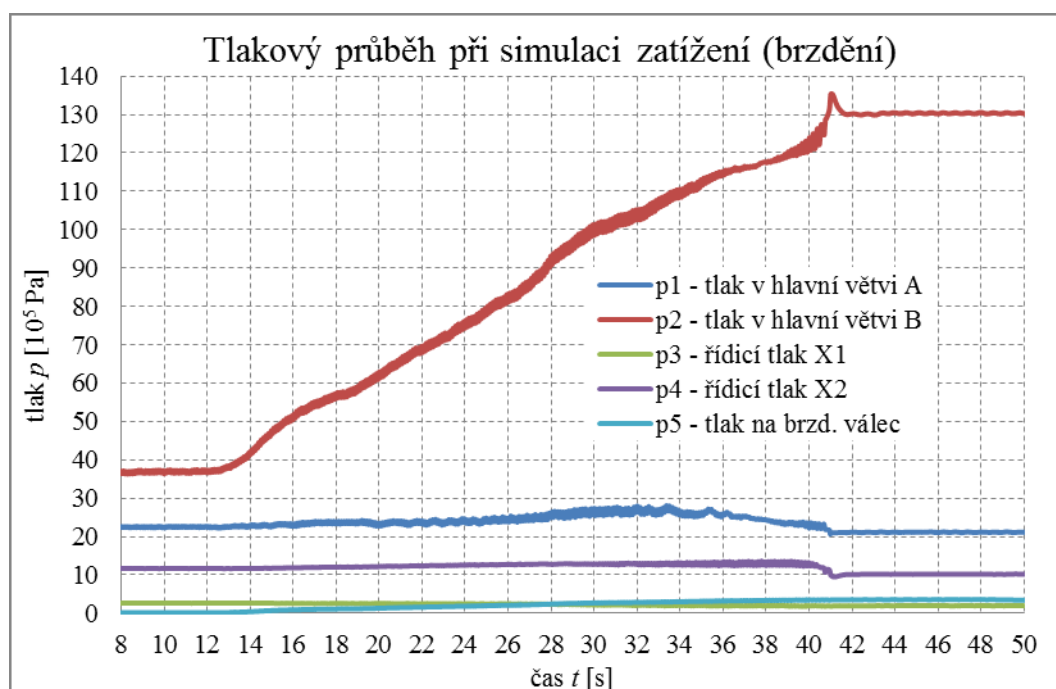
Obr. 6.11 Tlakový průběh, přepnutí „zajíc → želva“



Obr. 6.12 Otáčkový průběh, přepnutí „zajíc → želva“

## 6.8 Simulace zatížení brzděním – hydromotor nastaven na $V_{gMmax}$

Toto měření se zabývá tím, jak se uzavřený hydrostatický obvod chová po připojení zátěže. Zatížení hřídele hydromotoru bude simulováno postupným zvyšováním brzděného tlaku  $p5$ , až do úplného zastavení motoru.



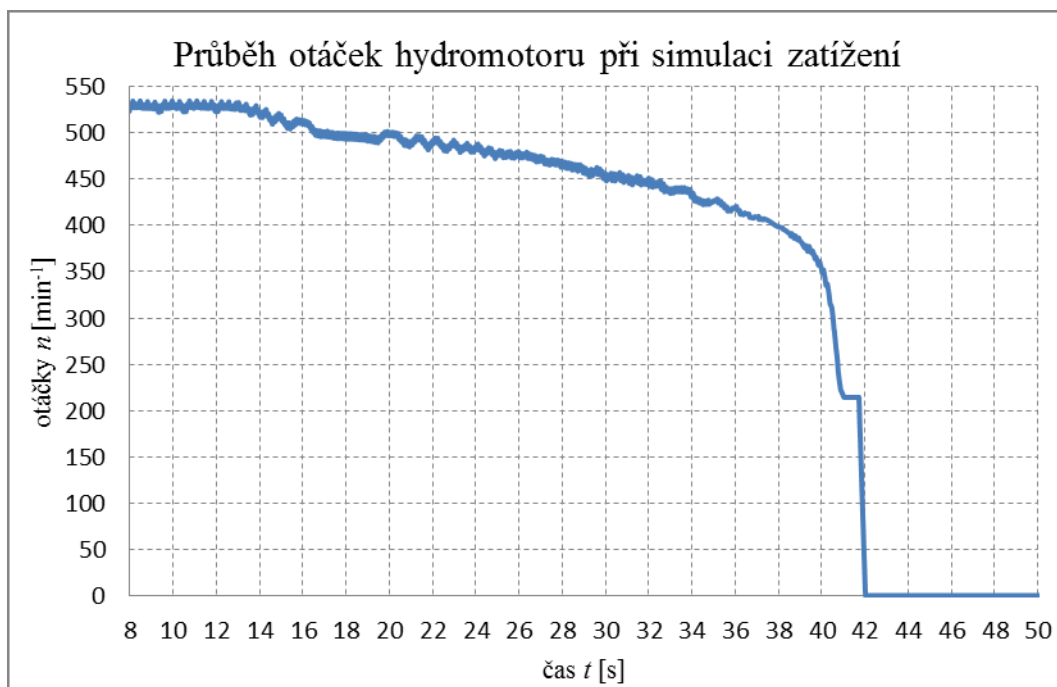
Obr. 6.13 Komplexní zobrazení tlaků při brzdění s výchozím nastavením „želva“

Postup měření je následující: Jsou spuštěny pohony hlavního a pomocného hydrogenerátoru. Hydromotor byl nastaven do pozice  $V_{gMmax}$  („želva“). Dle zobrazení otáček na měřicím zařízení bylo nastaveno vyklopení desky hydrogenerátoru do takové pozice, aby hydromotor měl konstantní otáčky přibližně  $n = 520 \text{ min}^{-1}$ . Poté bylo potenciometrem zvyšováno řídicí napětí na proporcionální, redukční ventil brzdy, čímž docházelo k jeho postupnému otevírání. Tímto dvoustupňovým redukčním ventilem se zvyšuje tlak, působící na píst v brzdovém třmenu. Tlaková kapalina je přivedena z pomocného hydrogenerátoru, který slouží pouze k ovládání brzdy.

Z komplexního zobrazení naměřených tlaků (viz obr. 6.13), můžeme vidět, že postupným zvyšováním brzděného tlaku (odporu), se úměrně zvyšuje tlak ve vysokotlaké větvi obvodu. Navyšujícím se tlakem, se snaží hydrogenerátor udržet co nejkonstantnější výkon, aby výstupní veličiny z hydromotoru (otáčky a krouticí moment), byly co nejvíce zachovány. Dále z tohoto průběhu lze rozpoznat, že v čase  $t = 41 \text{ s}$ , dosáhl obvod maximálního tlaku, který byl nastaven na DA tlakovém ventilu, který je součástí hydrogenerátoru ( $p = 130 \cdot 10^5 \text{ Pa}$ ). Nárůstem hodnoty tlaku nad přípustnou mez, se otevřel tento tlakový ventil a došlo k přestavení desky hydrogenerátoru do nulové polohy.

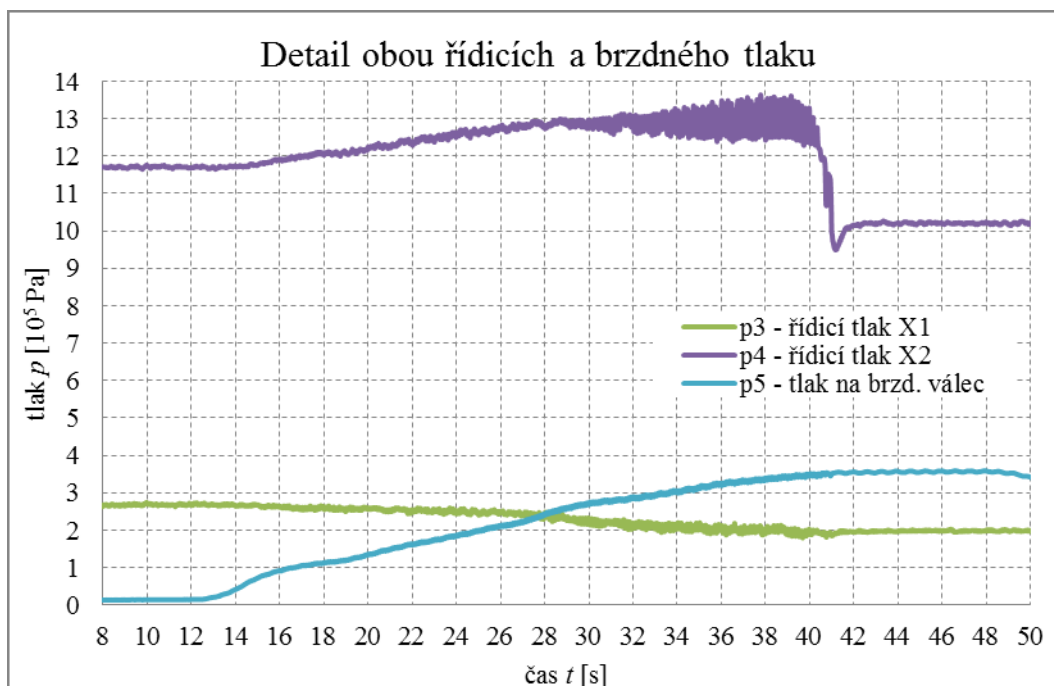
V grafickém zobrazení průběhu otáček, viz obr. 6.14, je vidět, jak se v průběhu zatěžování pozvolna snižovaly otáčky hydromotoru. Při otáčkách  $n = 220 \text{ min}^{-1}$ , byl překročen nastavený tlak na DA ventilu a vlivem přestavení desky hydrogenerátoru do nulové polohy bylo docíleno zastavení hydromotoru. Po odlehčení brzdy (snížení odporu)

se zmenšil tlakový spád na DA ventilu, tím pádem došlo k vyklopení desky hydrogenerátoru a hydromotor se opět roztočil na otáčky, které byly stanoveny nastavením hydrogenerátoru na počátku tohoto měření.



Obr. 6.14 Průběh otáček hydromotoru

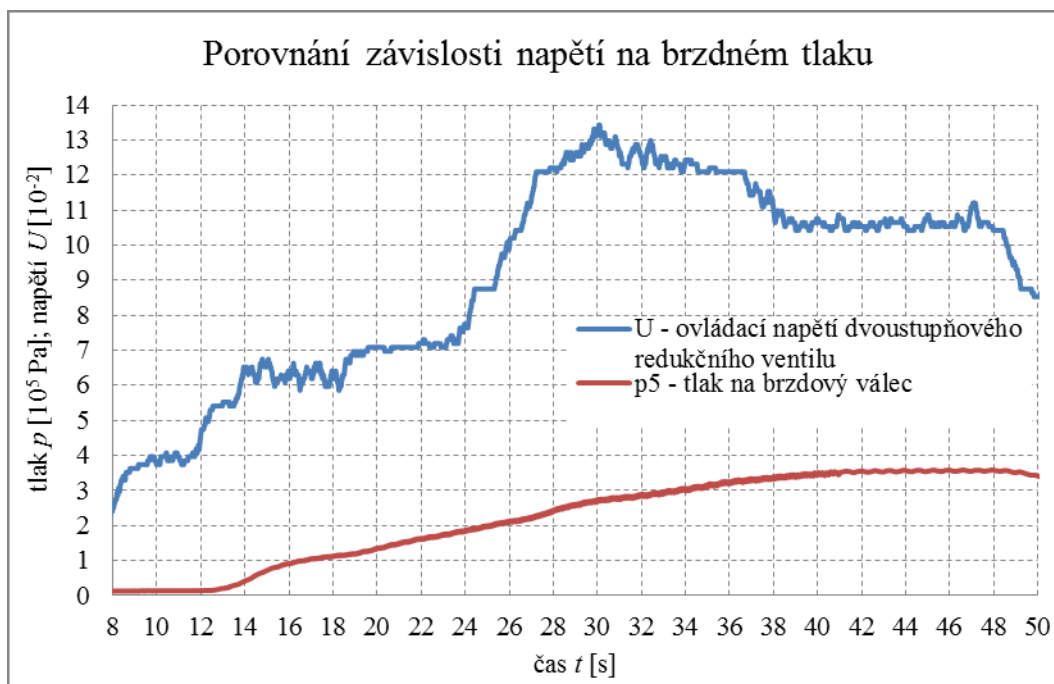
Postupné zvyšování brzdného tlaku dvoustupňovým redukčním ventilem ( $p_5$ ) je viditelné na obrázku 6.15. Při tlaku kapaliny (pro brzdu)  $p = 3,7 \cdot 10^5 \text{ Pa}$ , došlo k zastavení hydromotoru. Tlakový spád na šoupátku řídicího rozváděče, který ovládá naklopení desky hydrogenerátoru, se v průběhu zatěžování zvýšil o hodnotu  $\Delta p = 4,5 \cdot 10^5 \text{ Pa}$ . Daleko více rozeznatelná je změna rozkmitu řídicího tlaku  $p_4$ , který dosáhl nejvyšších kmitů o velikosti  $p = 1,2 \cdot 10^5 \text{ Pa}$ .



Obr. 6.15 Průběh zvyšování tlaku na brzdě a obou řídicích tlaků hydrogenerátoru

Dvoustupňový redukční ventil byl ovládán potenciometrem, umístěným na elektrorozvodném panelu, kterým byla zvyšována hodnota napětí. Změna elektrického napětí je úměrná otevření proporcionálního redukčního ventilu, jehož výhodou je, že řídí tlak od nuly. Porovnání zvyšujícího se brzdného tlaku vůči napětí je viditelný na obr. 6.17. Na napěťový vstup do ventilu byl přidán elektronický voltmetr, který zobrazoval hodnotu aktuálního vstupního napětí (obr. 6.16). Z porovnání hodnoty této veličiny na displeji elektrorozvodného panelu a hodnoty na displeji měřicího zařízení Hydrotechnik M5060+ jsem zjistil, že dochází k úbytku napětí. Úbytek napětí mezi panelem a nepřímo řízeným redukčním ventilem, byl  $U = 0,04 \text{ V}$ . Vůči maximálnímu napětí, při kterém se hydromotor zastaví  $U = 0,13 \text{ V}$ , je hodnota úbytku vysoká. Pro další aplikace je výhodnější použít ovládání elektrickým proudem, kde k úbytku nedochází.



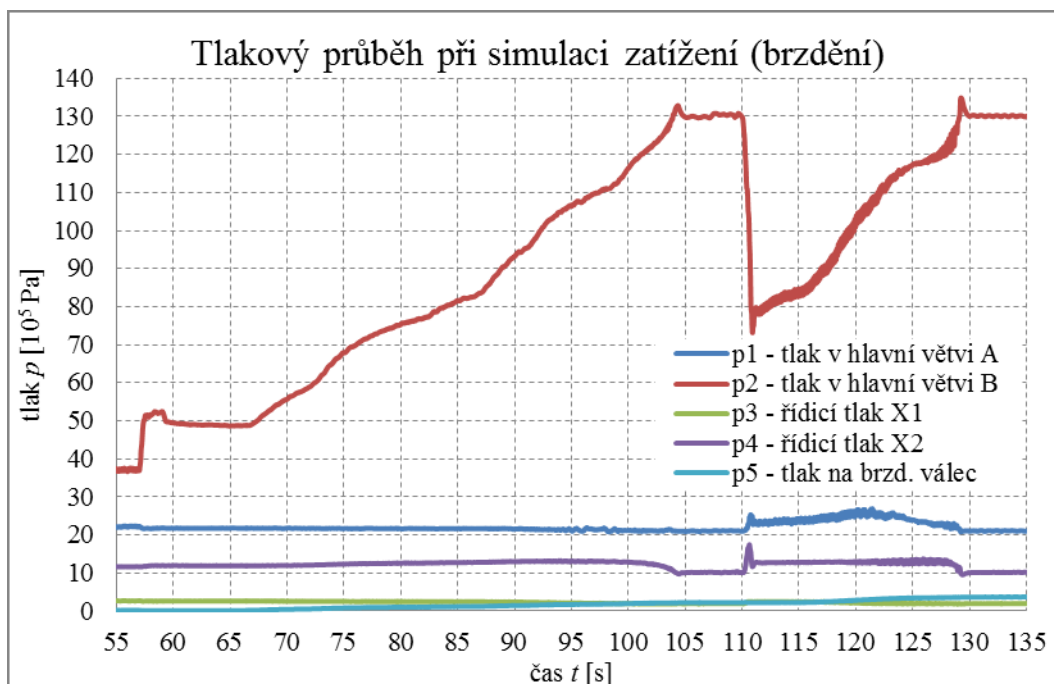


Obr. 6.16 Porovnání zvyšování ovládacího napětí d.r.v. a brzdného tlaku

## 6.9 Simulace zatížení brzděním – hydromotor nastaven na $V_{gMmin}$

Měření se lišilo oproti předchozímu (kapitola 6.8) tím, že po započetí měření byl přepnut hydromotor z polohy  $V_{gMmax}$  do  $V_{gMmin}$ , čímž bylo dosaženo snížení krouticího momentu a zvýšení otáček. Z porovnání grafických vyhodnocení tlaků v hlavních větvích obvodu je viditelné, že při brzdění s menším krouticím momentem a většími otáčkami („poloha zajíc“), nedochází k velkému rozkmitání tlaků (viz obr. 6.17).

V čase  $t = 65$  s bylo započato zvyšování brzdného tlaku. Se zvyšujícím se tlakem na píst brzdy se úměrně zvedal tlak v hlavní tlakové větvi obvodu. Ten se zvedal až do doby, než dosáhl velikosti tlaku nastaveného na DA ventilu  $p = 130 \cdot 10^5$  Pa. Hydromotor s nastavením  $V_{gMmin}$  se zastavil po zvýšení brzdného tlaku na hodnotu  $p = 2,2 \cdot 10^5$  Pa (obr. 6.19), zastavení hydromotoru je viditelné z otáčkového průběhu obr. 6.18. Po zastavení hydromotoru byl ještě změněn jeho geometrický objem na maximální (želva), a hydromotor se znovu rozběhl (zvýšením krouticího momentu) i se stávajícím brzdným tlakem, na otáčky přibližně  $n = 470 \text{ min}^{-1}$ . Dále se pokračovalo v navyšování tlaku na brzdový píst až na hodnotu  $p = 3,7 \cdot 10^5$  Pa, při kterém došlo k zastavení hydromotoru z pozice „želva“.



Obr. 6.17 Komplexní zobrazení tlaků při brzdění s výchozím nastavením „zajíc“

Krouticí moment, hydromotoru s nastavením  $V_{gMmin}$ , v průběhu simulování zatížení vzrostl z minimální velikosti (v čase  $t = 67$  s)  $M_{K1} = 7,1 \text{ N}\cdot\text{m}$  na maximální velikost (v čase  $t = 105$  s)  $M_{K2} = 29 \text{ N}\cdot\text{m}$ .

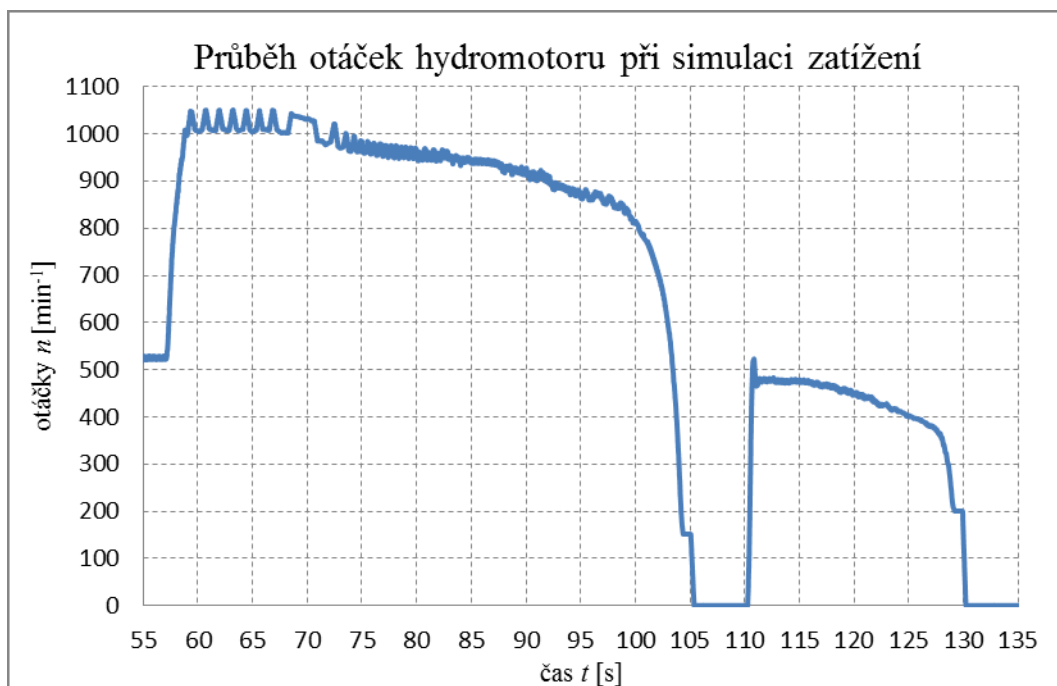
$$M_{K1} = \frac{V_{gMmin} \cdot \Delta p \cdot \eta_{Mmp}}{2 \cdot \pi} = \frac{18 \cdot 10^{-6} \cdot 26,5 \cdot 10^5 \cdot 0,94}{2 \cdot \pi} = 7,1 \text{ N}\cdot\text{m} \quad (6.5)$$

$$M_{K2} = \frac{V_{gMmin} \cdot \Delta p \cdot \eta_{Mmp}}{2 \cdot \pi} = \frac{18 \cdot 10^{-6} \cdot 107,5 \cdot 10^5 \cdot 0,94}{2 \cdot \pi} = 29 \text{ N}\cdot\text{m} \quad (6.6)$$

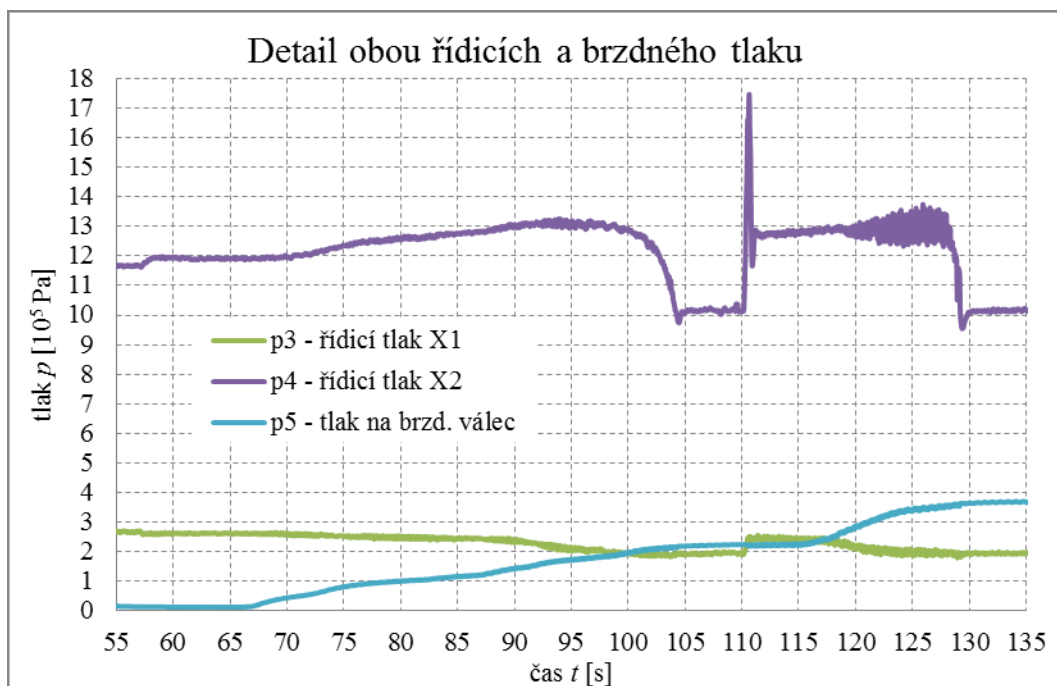
Při krouticím momentu  $M_{K2}$  došlo k dosažení maximálního tlaku na DA ventilu a hydromotor se zastavil (došlo k překlopení desky hydrogenerátoru na  $V_{gG} = 0$ ). Následně byl hydromotor přestaven na maximální geometrický objem  $V_{gMmax}$ . Po zvýšení geometrického objemu se snížil tlakový spád, tudíž byl uzavřen vykotlaký DA ventil a došlo k opětovnému rozběhu hydromotoru. Nadále byl zvyšován brzdňý tlak dvoustupňovým redukčním ventilem a hodnota krouticího momentu hydromotoru vzrostla z  $M_{K3} = 24 \text{ N}\cdot\text{m}$  (v čase  $t = 111$  s) na  $M_{K4} = 45 \text{ N}\cdot\text{m}$  (v čase  $t = 130$  s).

$$M_{K3} = \frac{V_{gMmax} \cdot \Delta p \cdot \eta_{Mmp}}{2 \cdot \pi} = \frac{28,1 \cdot 10^{-6} \cdot 56,5 \cdot 10^5 \cdot 0,94}{2 \cdot \pi} = 24 \text{ N}\cdot\text{m} \quad (6.7)$$

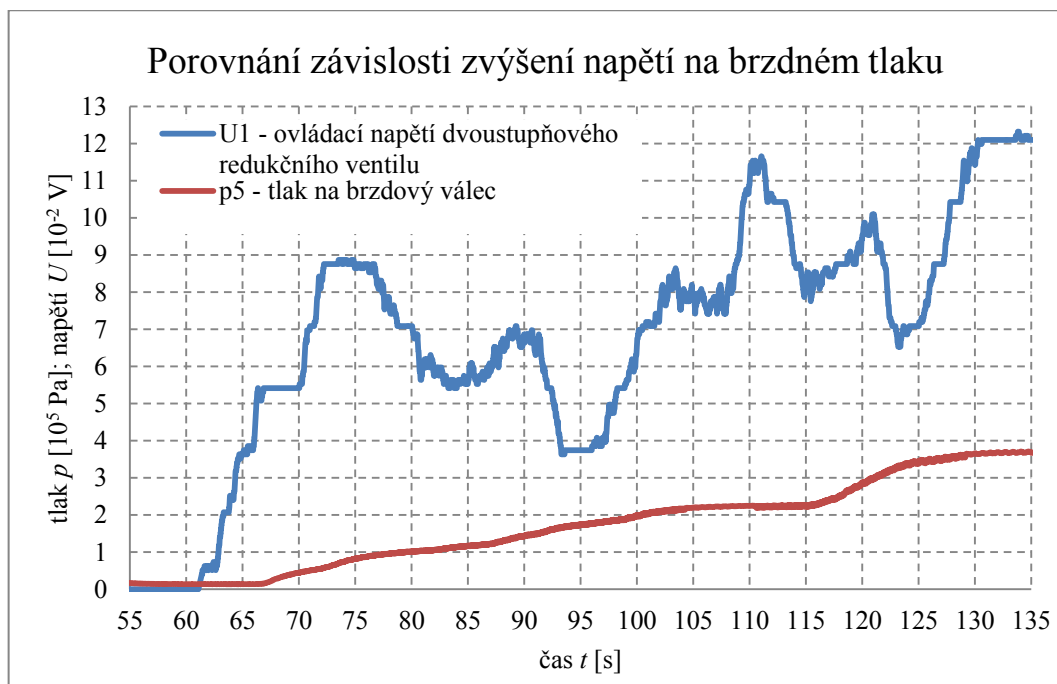
$$M_K = \frac{V_{gMmax} \cdot \Delta p \cdot \eta_{Mmp}}{2 \cdot \pi} = \frac{28,1 \cdot 10^{-6} \cdot 107,5 \cdot 10^5 \cdot 0,94}{2 \cdot \pi} = 45 \text{ N}\cdot\text{m} \quad (6.8)$$



Obr. 6.18 Průběh otáček hydromotoru



Obr. 6.19 Průběh brzdného a řídicích tlaků



Obr. 6.20 Porovnání zvyšování ovládacího napětí d.r.v. a brzděného tlaku

## **Závěr**

Diplomová práce se zabývá návrhem a řešením uzavřeného hydrostatického okruhu, který bude sloužit pro potřeby výuky ostravského školicího střediska společnosti Bosch Rexroth, spol. s.r.o.

Na základě rešerše o hydrostatických převodech mobilních pracovních strojů, byla zpracována koncepce uzavřeného hydraulického okruhu, který má využití jako demonstrační pracoviště pro simulaci pohonu pojezdu mobilních strojů. Velmi důležitou součástí práce je volba a specifikace komponent tohoto obvodu, která vychází ze základních výpočtů. Po specifikaci převodníků byly provedeny výpočty maximálních dosažitelných hodnot převodníků. Následně je realizován návrh nádrže a kontrolní výpočet na oteplení. Pro simulaci odporu na hřídeli hydromotoru je využito kotoučové brzdy. V práci je uvedená rešerše na téma funkce a konstrukce kotoučové brzdy. Následně je proveden návrh řízení brzdného tlaku. Byly zpracovány dva rozdílné návrhy „brzdného“ hydraulického okruhu (separátní obvod). Po kompletaci zařízení a splnění veškerých náležitostí, bylo celé zařízení uváděno do provozu. Po vizuální a akustické kontrole funkčnosti komponent a ovládání, bylo k obvodu připojeno pět tlakových snímačů a jeden snímač otáček hydromotoru. Na základě měření parametrů obvodu při různých stavech převodníků, byla ověřena jeho správná funkce a skutečné hodnoty parametrů obvodu. Měření probíhalo jak bez zatížení (bez odporu), tak se zatížením (zvyšováním brzdného tlaku).

Přílohou této práce je hydraulické schéma obvodu demonstračního zařízení.

## Seznam použité literatury

- [1] KOPÁČEK, J; *Hydrostatické převody a mechanismy*. Praha: STNL - Nakladatelství technické literatury, 1986.
- [2] KOPÁČEK, J; PAVLOK, B. *Tekutinové mechanismy*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2005. 151S. ISBN 80-248-0856-0.
- [3] KUČÍK, P.; STRÁŽOVEC, I.; KRIŠŠÁK, P. *Hydraulický přenos energie: Mobilné pracovní stroje*. 1. vyd. Žilina, Žilinská univerzita/EDIS, 2000. 384S. ISBN 80-7100-725-0
- [4] Interní materiál firmy Bosch Rexroth spol. s.r.o.
- [5] *Bobcat CZ a.s.* [online]. [cit. 2018-12-21]. Dostupné z: <https://www.bobcat.cz/pasove-nakladace>
- [6] BRŮNA, Tomáš. *Brzdový systém formule SAE*. Brno, 2009. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce Ondřej Blatňák.
- [7] ŠTYLÁREK, Milan. *Konstrukce brzdového systému formule student*. Brno, 2014. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce Ondřej Blatňák.
- [8] *Revalo auto s.r.o.* [online]. [cit. 2018-05-06]. Dostupné z: <https://www.reviloshop.cz>
- [9] *Online-dily.cz s.r.o.* [online]. [cit. 2018-05-06]. Dostupné z: <https://www.skoda-dily.cz/online-obchod.html>
- [10] *GOLD FREN s.r.o.* [online]. [cit. 2018-05-10]. Dostupné z: <http://www.goldfren.cz/>

## Seznam příloh

Příloha A – Kompletní schéma hydrostatického okruhu